



В.И. Вешкурцев, Д.Г. Мирошин

Курсовое проектирование
по дисциплине
«Оборудование отрасли»

Екатеринбург

2012

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Российский государственный
профессионально-педагогический университет
Академия профессионального образования
Уральское отделение Российской академии образования

В.И. Вешкурцев, Д.Г. Мирошин

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ОБОРУДОВАНИЕ ОТРАСЛИ»

Учебное пособие

*Допущено Учебно-методическим объединением
по профессионально-педагогическому образованию
в качестве учебного пособия для студентов
высших и средних учебных заведений,
обучающихся по специальности 030500.08 Профессиональное обучение
(Машиностроение и технологическое оборудование)
и 0308 Профессиональное обучение (Машиностроение)*

Екатеринбург 2012

УДК 621. 941. 1

ББК 34. 632

В 20

Вешкурцев В.И., Мирошин Д.Г. Курсовое проектирование по дисциплине «Оборудование отрасли»: Учеб. пособие. — Екатеринбург: Изд-во Рос. гос. проф.-пед. ун-та, 2012. — 114 с.

ISBN 5-8050-0145-4

Пособие состоит из трех глав. В первой главе приведены общие требования к выполнению курсового проекта. Во второй главе приведена методика расчета коробок скоростей станков. В третьей главе рассмотрены вопросы конструирования коробок скоростей металлорежущих станков.

Пособие адресовано студентам вузов и колледжей, обучающимся по специальности 050501.65 Профессиональное обучение (машиностроение и технологическое оборудование).

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Каржавин (Рос. гос. проф.-пед. ун-т); д-р техн. наук, проф. В.С. Паршин (Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н. Ельцина).

ISBN 5-8050-0145-4

©Российский государственный
профессионально-педагогический
университет, 2012

© Вешкурцев В.И. Мирошин Д.Г., 2012

Оглавление

Введение.....	5
1 Объем и общая последовательность выполнения курсового проекта.....	6
2 Проектная часть.....	7
2.1 Силовой расчет коробки скоростей.....	7
2.1.1 Определение передаваемой мощности.....	7
2.1.2 Расчет максимальных крутящих моментов на валах коробки.....	8
2.1.3 Проектный расчет диаметров валов коробки.....	8
2.2 Расчет зубчатых передач.....	11
2.2.1 Общие требования по расчету.....	11
2.2.2 Рекомендуемая последовательность расчета.....	13
2.2.3 Расчет допускаемых напряжений.....	13
2.2.4 Проектный расчет зубчатых передач.....	17
2.3 Обоснование выполненного кинематического расчета коробки скоростей	19
2.3.1 Проверка прочности втулки ведущих шестерен базовой передачи...19	
2.3.2 Проверка условия свободного переключения блоков.....	20
2.3.3 Расчет привода коробки скоростей	20
2.3.4 Проверка отклонения фактических частот вращения от стандартных.....	21
2.4 Корректировка кинематического расчета прямым методом.....	21
2.4.1 Кинематический расчет первой элементарной коробки.....	22
2.4.2 Проверка условия свободного переключения блока.....	22
2.4.3 Кинематический расчет последующих элементарных коробок.....	22
2.5 Проверочный расчет зубчатых передач.....	23
2.6 Расчет параметров зубчатых колес.....	25
2.7 Расчет валов.....	27
2.7.1 Расчет вала на прочность.....	27
2.7.2 Уточненный расчет вала.....	28
2.7.3 Расчет шпинделя на жесткость.....	31

3 Конструкторская часть.....	37
3.1 Компоновка коробки скоростей.....	37
3.2 Конструирование валов коробки скоростей и их опор.....	38
3.2.1 Конструирование валов коробки скоростей.....	38
3.2.2 Конструирование шпоночных и шлицевых соединений.....	40
3.2.3 Конструирование подшипниковых узлов.....	41
3.2.4 Конструирование входного вала коробки скоростей.....	43
3.3 Конструирование неподвижных зубчатых колес и передвижных блоков зубчатых колес.....	45
3.4 Конструирование шпиндельных узлов.....	46
3.4.1 Материалы шпинделей.....	47
3.4.2 Рекомендации по проектированию конструкции шпинделя.....	47
3.4.3 Выбор конструктивного варианта шпиндельного узла.....	48
3.4.4 Выбор подшипников и конструирование подшипниковых узлов шпинделя.....	48
3.5 Разработка развертки и свертки коробки скоростей.....	54
3.6 Конструирование корпусов коробок скоростей.....	56
3.7 Конструирование механизмов переключения скоростей.....	57
3.7.1 Разработка конструктивного варианта механизма переключения ско- ростей.....	57
3.7.2 Конструирование комплектующих механизмов переключения скоро- стей.....	60
3.8 Выбор системы смазки и конструирование смазочных устройств.....	67
3.9 Выбор посадок.....	73
3.10 Вычерчивание коробки скоростей.....	75
Библиографический список.....	77
Приложения.....	78

Введение

Курсовой проект по дисциплине «Оборудование отрасли» является важным этапом проектно-конструкторской подготовки инженера-педагога по специальности: 030500.08 Профессиональное обучение, специализация 030501.08 Технологии и оборудование машиностроения. Работа над проектом формирует новые знания по специальности и способствует практическому применению и закреплению знаний, полученных при изучении дисциплин «Технология конструкционных материалов», «Теория механизмов и машин», «Сопротивление материалов», «Детали машин», а также специальных дисциплин «Теория резания металлов», «Техническое машиностроение» и курса «Оборудование отрасли», которые являются основой проекта.

Настоящее пособие предназначено для организации и выполнения курсового проекта по дисциплине «Оборудование отрасли» в режиме самостоятельной работы.

В пособии изложена последовательность выполнения курсового проекта, включающая кинематический и силовой расчет коробок скоростей; прочностные расчеты зубчатых колес, валов, шпоночных соединений; расчет шпинделя на жесткость; методику конструирования коробок скоростей металлорежущих станков с разработкой механизмов переключения скоростей и системы смазки коробки, приведены рекомендации по содержанию и оформлению курсовых проектов, в приложениях приведено большое количество справочных материалов и список литературы по вопросам проектирования и конструирования деталей машин.

Содержание пособия является логическим продолжением содержания методических указаний к выполнению контрольной работы по дисциплине «Оборудование отрасли» и позволяет полностью освоить содержание указанного раздела дисциплины и общую методику проектирования механизмов и машин.

1. ОБЪЕМ И ОБЩАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Основой для выполнения курсового проекта является кинематический расчет коробки скоростей, который выполняется на основании и методических указаний, в рамках выполнения контрольной работы.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка объемом 25 – 30 страниц состоит из разделов:

1. Исходные данные, полученные в ходе выполнения расчетно-графической работы (модель станка, кинематическая схема коробки скоростей, график частот вращения) [1].

2. Силовой расчет коробки скоростей.

3. Расчет зубчатой передачи.

4. Расчет промежуточного вала на прочность.

5. Подбор подшипников качения с обоснованием их выбора, способов установки, смазки, уплотнения и регулирования.

6. Разработка системы смазки с применением ее обоснования, схемы, описания работы, а также расчетов, связанных с определением качества необходимой смазки, выбором типа насоса и маслораспределительной арматуры. Указания по ее обслуживанию.

7. Краткое описание работы коробки скоростей.

8. Спецификация к спроектированной коробке скоростей.

Все расчеты оформляются в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) со ссылками на использованную литературу, указанием номеров использованных формул и таблиц.

В графическую часть включены три чертежа: кинематическая схема коробки скоростей; развертка коробки скоростей; свертка коробки скоростей.

2. ПРОЕКТНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Силовой расчет коробки скоростей

2.1.1 Определение передаваемой мощности

Номинальная мощность i -го вала P_i определяется по формуле

$$P_i = P_{\text{дв}} \times \eta_0, \text{ кВт};$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность электродвигателя, кВт;

η_0 – общий КПД кинематической цепи от двигателя до рассчитываемого i -го вала, равен произведению КПД всех составляющих этот участок зубчатых и ременных передач и КПД подшипников в опорах входящих в него валов. КПД составных элементов принимаем по табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициента полезного действия η

Элементы передач	η
Передача ременная всех типов	0,96
Цилиндрическая зубчатая передача	
со шлифованными зубьями	0,99
с нешлифованными зубьями	0,98
Коническая зубчатая передача	0,97
Подшипники качения (пара)	0,99
Подшипник скольжения с принудительной смазкой	0,985

В станках с одним двигателем привода главного движения и подачи для валов коробки скоростей, расположенных после ответвления привода подач, при расчете P_i учитывают затрату мощности на подачу введением коэффициента γ ($\gamma = 0,96 - 0,97$ – для токарных и револьверных станков, $\gamma = 0,95 - 0,96$ – для сверлильных):

$$P_i = P_{\text{дв}} \times \eta_0 \times \gamma, \text{ кВт}.$$

2.1.2 Расчет максимальных крутящих моментов на валах коробки

Расчет крутящих моментов производится по формуле

$$T_{i\max} = 9555 \frac{P_i}{n_{ip}}, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

где P_i и n_{ip} – соответственно номинальная мощность и расчетная частота вращения i -го вала, которая для валов, кроме последнего вала коробки, принимается равной минимальной частоте вращения вала, определяемой по структурному графику.

При расчете T_{\max} последнего вала учитывается, что в нижней трети диапазона регулирования шпинделя полная мощность привода не используется в силу специфики работ, выполняемых на низких скоростях. Поэтому за расчетную частоту вращения последнего вала коробки принимается частота, превышающая минимальную на треть диапазона регулирования.

Для двенадцатискоростной коробки (рис. 1) структурный график которой приведен на рис. 2, расчетные частоты вращения валов будут иметь следующие значения: $n_M = 1440$ об/мин, $n_I = 1000$ об/мин, $n_{II} = 630$ об/мин, $n_{III} = 315$ об/мин, $n_{IV} = 160$ об/мин.

Рекомендуется для разных типов станков принимать следующие значения расчетной частоты вращения шпинделя:

1. Широкоуниверсальные токарные станки средних размеров – частота вращения нижней ступени второй трети диапазона.
2. Универсальные револьверные, карусельные, консольно-фрезерные, расточные и токарные станки – частота вращения верхней ступени нижней трети диапазона.
3. Универсальные сверлильные станки – частота вращения верхней ступени нижней четверти диапазона.

2.1.3 Проектный расчет диаметров валов коробки

Диаметры валов определяют предварительно из расчета на кручение, вследствие отсутствия данных о расстояниях между опорами и размещении зубчатых колес на валу, необходимых для расчета на изгиб по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2 \times [\tau]}}, \text{ мм};$$

где T_i – крутящий момент на валу, Н/мм;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения, МПа.

Для валов, изготавливаемых из углеродистых сталей марок 35, 40, 45, 40Х, допускаемое напряжение кручения рекомендуется принимать:

$[\tau] = 20$ МПа – при расчете диаметра вала в месте установки муфты или шкива;

$[\tau] = 15$ МПа – при расчете диаметра вала в месте установки зубчатого колеса.

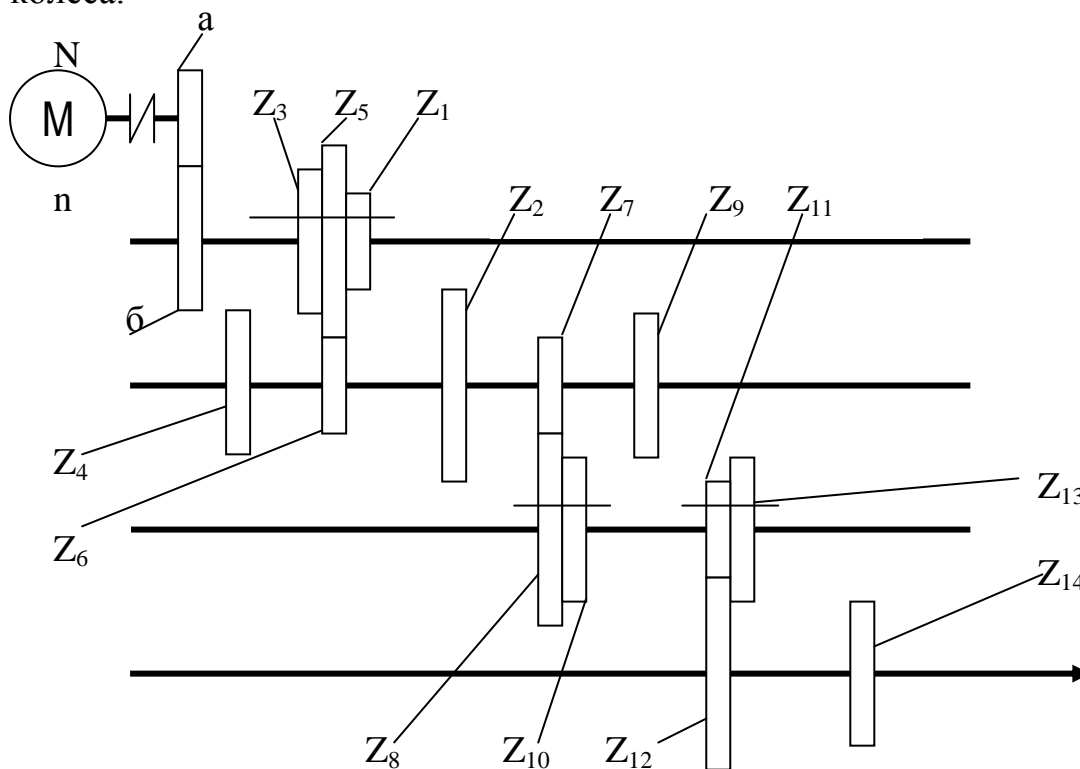


Рис. 1. Кинематическая схема коробки скоростей

При конструктивной проработке коробки диаметры промежуточных валов округляют до ближайшего больших стандартных величин. В случае шлицевого вала полученный расчетом размер рассматривают как средний диаметр.

Диаметр шпинделя в переднем подшипнике принимают в зависимости от его мощности по табл. 2 и не меньше рассчитанного предварительно диаметра.

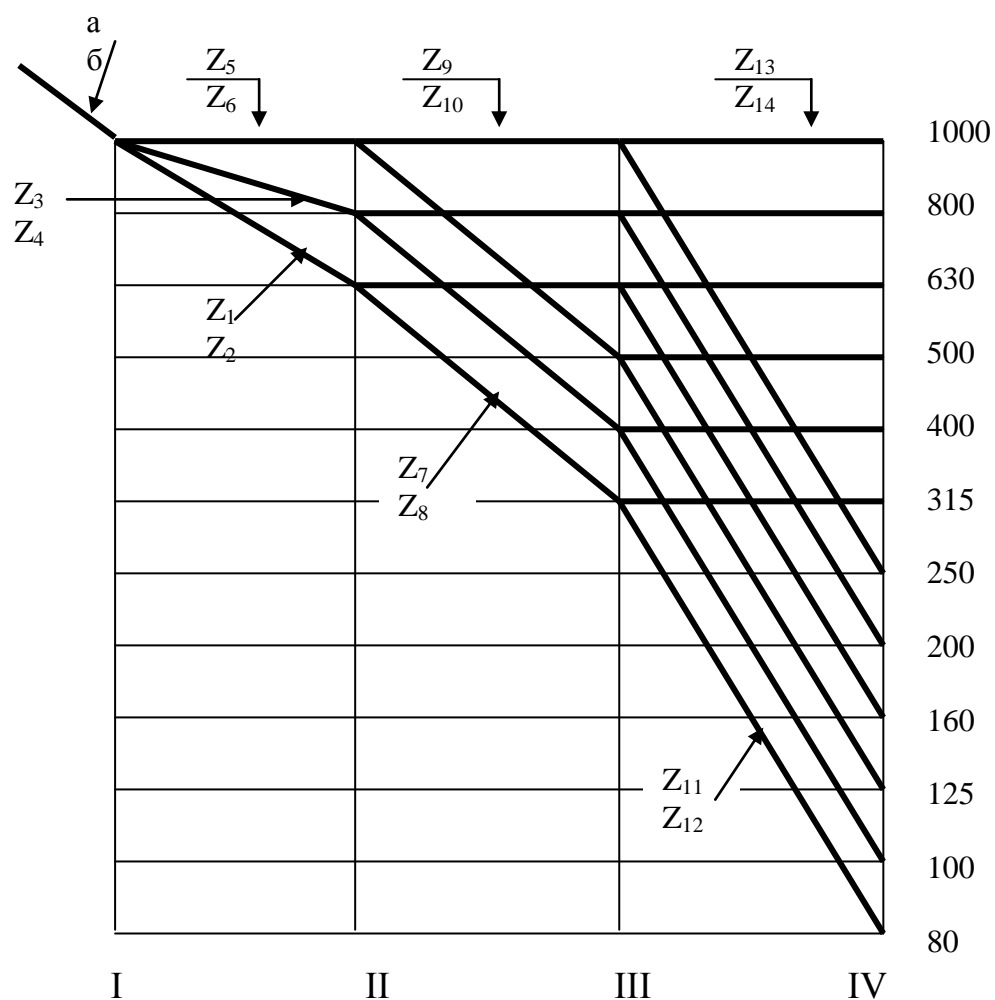


Рис. 2. Структурный график коробки скоростей

Таблица 2

Диаметры шпинделей в передней опоре, мм

Станки	Мощность станков, кВт						
	1,5...2,5	2,5...3,5	3,5...5,5	5,5...7	7,5...11	11...14,5	14,5...18
Токарные	60...80	70...90	70...105	95...130	110...145	140...165	150...190
Фрезерные	50...90	60...90	60...195	75...100	90...105	100...115	—
Кругло-шлифовальные	—	50...60	55...70	70...80	75...90	75...100	—

Результаты расчетов мощности, передаваемой валами коробки скоростей, крутящих моментов и диаметров валов оформляются в виде табл. 3.

Предварительный расчет диаметра шлицевой части шпинделя сверлильного станка выполняют по формуле

$$D_{\min} = 5,3\sqrt[3]{T}, \text{ мм},$$

где D_{\min} – диаметр шлицевой части шпинделя, мм;

T – вращающий момент на шпинделе, Н×м.

Результаты расчетов оформляются в виде таблицы (табл. 3)

Таблица 3

Результаты расчетов

№ вала	P, кВт	T, Н×м	d, мм

2.2 Расчет зубчатых передач

Методика расчета зубчатых передач соответствует требованиям ГОСТ 16530–70, 81345–75, 16532–70 и РТМ2 Н45-1-80 «Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с учетом условий работы современных автоматизированных станков». Расчет выполняется в два этапа: 1) проектный расчет; 2) проверочный расчет.

2.2.1 Общие требования по расчету

При выборе материала для изготовления зубчатых колес учитывают назначение передачи, условия эксплуатации и технологию изготовления колес. Средненапряженные колеса коробок скоростей, работающие без больших перегрузок и ударов, например, в легких и средних токарных и сверлильных станках, рекомендуется изготавливать из стали 40Х с закалкой токами высокой частоты. Объемную закалку применяют для слабонагруженных и мелко модульных колес. Для напряженных колес при динамических нагрузках выбирают цементируемые стали типа 18ХГТ. При значительных динамических нагрузках импульсного характера, например, для фрезерных станков, целесообразно применение хромоникелевых сталей типа 12ХН3А, 35ХМ, 40ХН. В табл.4. приведены твердость зубьев и базовые значения пределов выносливости для рекомендуемых марок сталей.

Твердость зубьев и базовые значения пределов выносливости σ_{Flimb}

Вид термообработки и марки стали	Твердость зубьев		σ_{Flimb} , МПа
	на поверхности	в сердцеви- не	
Цементация легированных ста- лей 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А 18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4А	57...63 HRC	32...45 HRC	950
	57...63 HRC	32...45 HRC	800
Объемная закалка	45...55 HRC		600
Поверхностная закалка сталей 35ХМА, 40Х, 40ХН и др.	48...60 HRC	25...35 HRC	750...850
Нормализация или улучшение сталей 35, 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМА	217...250 НВ	250...280 НВ	1,35НВ+100
Азотирование легированных ста- лей 40ХН2МА	50...60 HRC	24...40 HRC	18HRC _{сердц.} +50

Требования к зубчатым передачам:

1. Степень точности. К зубчатым передачам станков предъявляются повышенные требования по шуму и точности. Для понижающих зубчатых передач коробок скоростей станков нормальной и повышенной точности рекомендуется в проектном расчете назначать седьмую степень точности, для повышающих – шестую. В проектном расчете степень точности уточняется по величине рассчитываемой максимальной окружной скорости колеса.

2. Коэффициент ширины. Для уменьшения осевых габаритов, длины хода подвижных блоков, увеличения жесткости валов в коробках скоростей применяют узкие шестерни с коэффициентом ширины венца ψ , равным 6÷10.

3. Модуль. Для всех передач одной элементарной коробки применяют один модуль, поэтому расчету подлежат только самые малые шестерни элементарных коробок, принадлежащие базовым передачам.

4. Конструкция. В коробках скоростей используются, как правило, прямозубые колеса. Использование косозубых колес в коробках с подвижными блоками принципиально невозможно.

В коробках скоростей допустимо отклонение от требований ГОСТ 2185–66, регламентирующих межосевые расстояния зубчатых передач, что вызвано необходимостью обеспечить стандартные частоты вращения.

2.2.2 Рекомендуемая последовательность расчета

1. Расчет зубчатой передачи:

- а) выбор материала и расчет допускаемого напряжения изгиба;
- б) предварительный выбор параметров, определение расчетного крутящего момента по напряжениям изгиба на ведущем валу рассчитываемой шестерни базовой передачи.
- в) проектный расчет зубчатых передач. Расчет модуля.

2. Обоснование выполненного кинематического расчета коробки скоростей:

- а) проверка прочности втулки ведущих шестерен базовой передачи;
- б) проверка условия свободного переключения блоков;
- в) проверка по допускаемому отклонению фактических частот вращения от стандартных;
- г) корректировка кинематического расчета прямым методом (при невыполнении условий пунктов 1-2-3).

3. Расчет геометрических параметров передачи.

Результаты расчета представить в табличной форме.

4. Проверочный расчет зубчатой передачи:

- а) Расчет допускаемых контактных напряжений;
- б) Выбор коэффициентов формы зуба и коэффициентов, уточняющих расчетные крутящие моменты;
- в) Расчет на выносливость по напряжением изгиба и на выносливость по контактными напряжениям.

2.2.3 Расчет допускаемых напряжений

Расчет допускаемого напряжения изгиба σ_{Fp} выполняют по формуле

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \times K_{FL} \times K_{Fc},$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжения N , определяется в зависимости от марки стали и ее характеристик по табл. 4;

S_F – коэффициент безопасности, равен 1,7...2,2 (большее значение для литых заготовок);

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки на зубьях, при одностороннем действии $K_{Fc} = 1$, при двустороннем $K_{Fc} = 0,7...0,8$.

K_{FL} – коэффициент долговечности, который определяется по формуле

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{4 \times 10^6}{N_{FL}}},$$

где $m = 6$ при $HB < 350$, $m = 9$ при $HB > 350$;

N_{FL} – эквивалентное число циклов нагружения, определяемое по формуле

$$N_{FL} = 60 \times n \times t_{\Sigma} \times K_{FE},$$

где n – частота вращения (шестерни);

t_{Σ} – суммарное время работы передачи;

K_{FE} – коэффициент приведения (табл. 5).

Таблица 5

Значения коэффициентов приведения K_{HE} , K_{FE}

Типовой режим нагружения		K_{HE}	K_{FE}	
			Нормализация, улучшение	Закалка, цементация
Постоянный	0	1,0	1,00	1,00
Тяжелый	1	0,500	0,300	0,200
Средний равновероятный	2	0,250	0,140	0,100
Средний нормальный	3	0,180	0,065	0,036
Легкий	4	0,125	0,038	0,016
Особо легкий	5	0,063	0,013	0,004

В проектном расчете K_{FL} принимается по табл. 6.

Таблица 6

Значение коэффициентов долговечности K_{FL} , K_{HL}

Наибольшая частота вращения колеса, об/мин	Режимы работы		
	легкий	средний	тяжелый
	$K_{FL}=K_{HL}$		
0 –15	1,58	1,58	1,58
20	1,58	1,58	1,51
30	1,58	1,58	1,44
40	1,58	1,52	1,39
50	1,58	1,47	1,35
60	1,58	1,43	1,31
70	1,56	1,41	1,28
80	1,52	1,37	1,25
90	1,51	1,35	1,24
100	1,49	1,34	1,22
150	1,41	1,29	1,15
200	1,35	1,22	1,11
300	1,28	1,15	1,00
400	1,23	1,11	1,00
500	1,19	1,08	1,00
600	1,16	1,05	1,00
700	1,14	1,03	1,00
800	1,12	1,01	1,00
900	1,10	1,00	1,00
1000	1,08	1,00	1,00
1500	1,03	1,00	1,00
2000 и более	1,00	1,00	1,00

Примечания: Легкий режим – для последней (шпиндельной) и предпоследней элементарных коробок в коробке скоростей (продолжительность =15%); средний – для всех остальных элементарных коробок (продолжительность включения =25%); тяжелый – для передач коробок скоростей специализированных станков с узким диапазоном регулирования (продолжительность включения =40%); $K_{FL}=K_{HL}=1$ – при постоянном режиме работы.

Допускаемые контактные напряжения σ_{Hp} определяют по формуле

$$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \times K_{HL} \times Z_R \times Z_V,$$

где σ_{Hlimb} — предел контактной усталости поверхностей зубьев, МПа, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 7);

S_H — коэффициент безопасности (см. табл. 7);

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

Z_V — коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи; при приближенном расчете принимают $Z_R = 1$, $Z_V = 1$;

K_{HL} — коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hb}}{N_{HE}}},$$

где N_{Hb} — базовое число циклов напряжений (табл. 8);

N_{HL} — эквивалентное число циклов напряжений,

$$N_{HE} = 60 \times t_{\Sigma} \times K_{HE},$$

где K_{HE} — коэффициент приведения (см. табл. 5).

Таблица 7

Базовые значения σ_{Hlimb} и S_H

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	σ_{Hlimb} , МПа	S_H
Нормализация или улучшение	$H_{HB} \leq HB350$	$2H_{HRC} + 70$	1,1
Объемная закалка	$H_{HRC} = HRC 40...50$	$18H_{HRC} + 150$	1,1
Поверхностная закалка	$H_{HRC} = HRC 40...56$	$17H_{HRC} + 200$	1,2
Цементация или нитроцементация	$H_{HRC} = HRC 54...64$	$23H_{HRC}$	1,2
Азотирование	$H_{HV} = HV 550...750$	1050	1,2

Таблица 8

Значения базового числа циклов

Твердость HB, HRC	HB				HRC				
	200	250	300	350	40	45	50	55	75
$N_{Hb} \times 10^7$	1,0	1,7	2,6	3,8	4,5	6	8	11	12

2.2.4 Проектный расчет зубчатых передач

Проектный расчет зубчатых передач рекомендуется выполнять в предлагаемой последовательности.

Для каждой элементарной коробки принимают число зубьев Z_i ведущей шестерни базовой передачи (наименьшего по числу зубьев колеса элементарной коробки) из предварительного кинематического расчета методом наименьшего кратного [2]. Для обеспечения достаточной толщины стенки втулок шестерен целесообразно назначить $Z_i \geq 20$.

Определяют модуль m_i зубчатого колеса каждой элементарной коробки. Расчет выполняется для ведущей шестерни базовой передачи по формуле

$$m_i = 3 \sqrt[3]{\frac{2 \times 10^3 \times T_{Fi} \times Y_{Fi}}{Z_i \times \Psi \times \sigma_{Fp}}}, \text{ мм}$$

где Z_i – число зубьев рассчитываемой шестерни;

Ψ – коэффициент ширины зубчатого венца $\Psi = 6 \div 10$, для предварительного расчета принимать $\Psi = 8$;

Y_{Fi} – коэффициент, учитывающий форму зуба рассчитываемой шестерни, принимается по табл. 9.

T_{Fi} – расчетный крутящий момент по напряжениям изгиба на валу рассматриваемой шестерни, Н×м;

σ_{Fp} – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Таблица 9

Значения коэффициентов Y_F для некорригированных колес

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	70	80
Y_F	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,68	3,62	3,61	3,60

Расчетный крутящий момент:

$$T_{Fi} = T_{imax} \times K_{FV} \times K_{F\beta}, \text{ Н×м};$$

где T_{imax} – максимальный крутящий момент на валу рассчитываемой шестерни, Н×м;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки, принимается по табл. 10.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, выбирается по табл. 11, расположение передачи относительно опор принимается по кинематической схеме.

На стадии проектного расчета значение $K_{FV} \times K_{F\beta} = 1,2$.

Таблица 10

Значения коэффициентов K_{FV} , K_{HV}

Окружная скорость цилиндрической передачи, м/с		Степень точности	$K_{FV} = K_{HV}$
прямозубой	косозубой		
свыше 6 до 16	свыше 16 до 30	6 (повышенной точности)	1,0
свыше 2,5 до 6	свыше 6 до 16	7 (точная)	1,2
до 2,5	до 6	8 (средней точности)	1,4

Таблица 11.

Значения коэффициентов $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ для прямозубых колес

$\frac{b}{d} = \frac{\psi}{z}$	Расположение зубчатой передачи								
	Между опорами l/L>0,3			Вблизи опоры l/L≤0,3			Консольное		
	Степень точности								
	6	7	8	6	7	8	6	7	8
	Значение коэффициентов K _{Fβ} =K _{Hβ}								
0,2	1,00	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,20	1,20	1,25
0,3	1,05	1,07	1,10	1,15	1,18	1,20	1,25	1,30	1,35
0,4	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,30	1,40	1,45
0,6	1,10	1,15	1,20	1,30	1,35	1,45	1,45	1,60	1,65

Примечание: b – ширина зубчатого венца, $b = \psi \times m$; d – диаметр делительной окружности колеса, $d = m \times Z$; l – расстояние от середины венца до ближайшей опоры; L – расстояние между опорами.

Значение модуля, полученное расчетом, округляют в большую сторону до стандартной величины из ряда чисел (ряд 1 следует предпочитать ряду 2) (табл.12) [2].

Таблица 12

Стандартные ряды модулей

Ряд 1, мм	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
Ряд 2, мм	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	–	–	–

2.3 Обоснование выполненного кинематического расчета коробки скоростей

2.3.1 Проверка прочности втулки ведущих шестерен базовой передачи

Сопоставляя диаметральные размеры ведущей шестерни базовой передачи с диаметром ее вала, определенным ранее, принимают решение о допустимости принятого числа Z .

Для обеспечения равнопрочности втулки насадного колеса при шлицевом соединении колеса (шестерни) с валом необходимо, чтобы толщина стенки втулки была не менее $2m$:

$$\frac{m_i (Z_i - 2,5) - d_i}{2} \geq 2m_i,$$

где m_i , Z_i , d_i – соответственно модуль, число зубьев и наружный диаметр вала ведущей шестерни базовой передачи.

Если это условие не выполняется, принимаемое число зубьев увеличивают при неизменном модуле.

2.3.2 Проверка условия свободного переключения блоков

При кинематическом расчете трех- и четырехскоростных коробок с одним подвижным блоком необходима проверка на обеспечение условия

свободного переключения блока. Это условие заключается в наличии гарантированного зазора между колесами блока и не зацепляемыми с ними колесами смежного вала, над которыми блок проходит при переключении. В рассматриваемом случае необходимо гарантировать зазор между цилиндрами выступов колес Z_5 и Z_4 при переключении блока влево (в этом случае свободное переключение блока вправо также будет гарантировано, так как $Z_1 < Z_5$). Зазор будет обеспечен, если разница в числах зубьев двух колес блока (см. рис.1), зацепляемого с колесом Z_4 и свободно проходящего над ним, будет не меньше 5:

$$Z_3 - Z_5 \geq 5.$$

Если заданное условие не соблюдается, то корректируются числа зубьев колес основной группы.

2.3.3 Расчет привода коробки скоростей

Если вал двигателя с первым валом коробки связан ременной или зубчатой передачей, выполняется их расчет. Расчет ременной передачи производится по известным методикам [3; 7]. С целью получения стандартных частот вращения валов коробки допустимо принять нестандартную величину диаметра одного из шкивов передачи.

Пусть в нашем примере указанной передачей будет зубчатая. В этом случае, как и для элементарных коробок, для нее назначают число зубьев ведущей шестерни Z_a и рассчитывают модуль. После сопоставления Z_a с диаметром вала определяют число зубьев ведомого колеса Z_b . Например, если $Z_a = 20$, в соответствии со схемой одноступенчатой передачи, встраиваемой между двигателем и первым валом коробки скоростей, то

$$\frac{Z_a}{Z_b} = \frac{1000}{1400} \text{ и } Z_b = 28,8 = 29.$$

2.3.4 Проверка отклонения фактических частот вращения от стандартных

Допустимое отклонение определяют по формуле

$$[\Delta n] = 10(\varphi - 1)\%.$$

Для $\varphi = 1,26$ допустимое отклонение равно 2,6%.

На основании рассчитанных чисел зубьев передачи Z_a и Z_b или диаметров шкивов ременной передачи (при ее наличии) по фактическим передаточным отношениям рассчитывают фактические частоты вращения выходного вала. Например, для рассматриваемого примера фактическая минимальная частота вращения шпинделя равна:

$$n_{i\phi} = 1440 \times \frac{Z_a}{Z_b} \times \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_7}{Z_8} \times \frac{Z_{11}}{Z_{12}} = 1440 \times \frac{20}{29} \times \frac{34}{54} \times \frac{22}{44} \times \frac{24}{96} = 79,4 \text{ об/мин}$$

Относительное отклонение ее от стандартной частоты вращения:

$$\Delta n_i = \frac{n_{i\phi} - n_i}{n_i} \times 100 = \frac{79,4 - 80}{80} = 0,75 \% \leq [\Delta n] = 2,6 \%$$

Проверка выполняется для всех частот вращения. Результаты сводят в таблицу, где указывают стандартное и фактическое значения частот вращения, а также величину Δn для всех ступеней регулирования шпинделя.

Если проверка не удалась, то кинематический расчет необходимо повторить, изменив исходные числа зубьев ведущих шестерен.

2.4 Корректировка кинематического расчета прямым методом

При невыполнении условий пунктов 2.3.1 – 2.3.4 кинематический расчет корректируется.

Последовательность кинематического расчета прямым методом рассмотрим на примере двенадцатискоростной коробки (см. рис. 2) при $\varphi = 1,26$.

Допустим, что проверка условия равнопрочности втулки не выполнена. Числа зубьев ведущих шестерен получены следующих значений: $Z_1 = 20$, $Z_7 = 22$, $Z_{11} = 24$.

Требуется пересчитать числа зубьев колес элементарных коробок.

2.4.1. Кинематический расчет первой элементарной коробки

Находим Z_2 : из структурного графика $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}$, отсюда

$$Z_2 = Z_1 \times \varphi^2 = 31,8; \text{ принимаем } Z_2 = 32.$$

Определяем Z_3 : при постоянном модуле в пределах одной элементарной коробки $Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4$, из структурного графика $\frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi^1}$

т.е. $Z_4 = Z_3 \times \varphi^1$. Но $Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = 52$, следовательно, $Z_3 + Z_3 \times \varphi^1 = 52$.

Подставляя $\varphi = 1,26$, получаем $Z_3 \times (1 + \varphi^1) = 52$ и $Z_3 = 23$, тогда $Z_4 = 29$

Рассчитываем Z_5 : $\frac{Z_5}{Z_6} = \varphi^0$, следовательно, $Z_6 = Z_5 = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = 52$.

Тогда $Z_6 = Z_5 \times \varphi^0 = 26$. Таким образом, $Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_6 = Z_5 = 20 + 32 = 23 + 29 = 26 + 26 = 52$

2.4.2 Проверка условия свободного переключения блока

$$Z_3 - Z_5 \geq 5.$$

Результаты произведенного кинематического расчета не удовлетворяют этому требованию:

$$Z_3 - Z_5 = 26 - 23 = 3; 3 < 5.$$

В этом случае следует увеличить Z_1 и произвести расчет повторно, например, приняв $Z_1 = 34$:

$$Z_1 = 34, Z_2 = 54, Z_3 = Z_4 = 44, Z_5 = 39, Z_6 = 45.$$

Условие свободного переключения блока будет удовлетворено:

$$Z_3 - Z_5 \geq 5.$$

Примечание. В случае существенного увеличения Z_i в трех- и четырехскоростных коробках в сравнении с величиной Z_i , принятой при расчете модуля, последний должен быть пересчитан, если его значение было более 2 мм.

2.4.3 Кинематический расчет последующих элементарных коробок

2-я элементарная коробка:

$Z_7 = 22$ (принято и проверено в соответствии с пунктом 2.4 расчета);

$Z_8 = Z_7 \varphi^3 = 44$ (по структурному графику), $Z_7 + Z_8 = Z_9 + Z_{10}$;

$Z_9 = Z_{10} = 33$ (по структурному графику).

3-я элементарная коробка:

$Z_{11} = 24$ (принято и проверено в соответствии с пунктом 2.4 расчета);

$Z_{12} = Z_{11} \varphi^6 = 96$ (по структурному графику), $Z_{11} + Z_{12} = Z_{13} + Z_{14}$;

$Z_{13} = Z_{14} = 60$ (по структурному графику).

2.5 Проверочный расчет зубчатых передач

Расчет проводят на выносливость по напряжениям изгиба и контактным напряжениям для ведущих шестерен базовых передач по формуле:

– по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2000 \times T_{Fi} \times Y_{Fi}}{m_i^2 \times z_i \times b_i} \leq \sigma_{Fp}$$

– по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{10800}{a W_i} \sqrt{\frac{T_{Hi} \times (u_{\phi i} + 1)^3}{b_i \times u_{\phi i}}} \leq \sigma_{Hp}$$

где σ_F и σ_H – расчетное напряжение изгиба и расчетное контактное напряжение, МПа;

σ_{Fp} и σ_{Hp} – допускаемые напряжения;

m_i , Z_i , b_i – соответственно модуль, число зубьев и ширина венца рассчитываемой шестерни i -й передачи; принимаются из проектного расчета;

Y_{Fi} – коэффициент, учитывающий форму зуба рассчитываемой шестерни; принимается по табл. 9;

$u_{\phi i}$ – фактическое передаточное число рассчитываемой передачи; равно обратной величине передаточного отношения (отношению чисел зубьев ведомого колеса к ведущему); для базовых передач $u_{\phi i} > 1$;

a_{wi} – межосевое расстояние рассчитываемой элементарной коробки, мм;

T_{Fi} и T_{Hi} – расчетные крутящие моменты по напряжениям изгиба и контактным напряжениям в Н×м. T_{Fi} и T_{Hi} определяют по формулам:

$$T_{Fi} = T_{imax} \times K_{F\beta} \times K_{FV};$$

$$T_{Hi} = T_{imax} \times K_{H\beta} \times K_{HV},$$

где T_{imax} – максимальный крутящий момент на валу рассчитываемой шестерни, передаваемый базовой передачей; так как фактические частоты вращения валов отличаются от стандартных несущественно, можно использовать те же значения T_{imax} , что и в проектном расчете;

K_{FV}, K_{HV} – коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки; принимаются по табл. 10. При этом уточняется степень точности передачи по ее окружной скорости, величина которой определяется по формуле

$$V = \frac{\pi \times m_i \times z_i \times n_{imax}}{1000 \times 60}, \text{ м/с};$$

где n_{imax} – максимальная частота вращения вала рассчитываемой шестерни по структурному графику;

$K_{F\beta}, K_{H\beta}$ – коэффициенты распределения нагрузки по ширине венца, принимаются по табл. 11 после уточнения степени точности передачи.

Учитывая принимаемое при некотором допущении равенство коэффициентов $K_{FV} = K_{HV}$ и $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, можно принять $T_{Fi} = T_{Hi}$.

Если проверочный расчет показал перегрузку по контактным напряжениям или напряжениям изгиба (расчетное напряжение превысило допускаемое более чем на 5%), рекомендуется или увеличить ширину b_i венца шестерни, но не более чем до $10m$, или принять более качественный материал, или увеличить межосевое расстояние передачи a_{wi} за счет увеличения чисел зубьев; модуль рекомендуется увеличивать лишь в крайнем случае. При изменении числа зубьев рассчитываемой передачи необходимо повторить кинематический расчет коробки.

Если же, наоборот, выявлен большой запас прочности, его можно уменьшить за счет уменьшения b_i , но до размера не менее $6m$, или приняв менее качественный, но и менее дорогой материал колеса.

2.6 Расчет параметров зубчатых колес

Параметры (рис.3) определяются для каждого колеса коробки скоростей.

Диаметр делительной окружности:

$$d = m \times Z_i, \text{ мм},$$

где m – стандартный модуль, мм;

Z_i – число зубьев.

Диаметр окружности выступов:

$$d_a = d + 2m, \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_f = d + 2,5m, \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса:

$$b_w = \psi \times m, \text{ мм},$$

где $\psi = 6 \dots 10$ – коэффициент ширины зуба (см. пункт 2.2.4).

Межосевое расстояние определяется для каждой пары валов по формуле

$$a_w = \frac{d_{ш} + d_{к}}{2}, \text{ мм},$$

где $d_{ш}$, $d_{к}$ – делительные диаметры шестерни и колеса соответственно, мм.

Полученные данные сведем в таблицу (табл. 13).

Таблица 13

Параметры зубчатых колес

№ вала	№ колеса	Z	m	d	d_a	d_f	b_w	a_w

2.7 Расчет валов

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жесткость.

2.7.1 Расчет вала на прочность

В курсовом проекте выполняется прочностной расчет для одного из валов коробки скоростей.

Порядок расчета вала:

1. Предварительный расчет (пункт 2.3).
2. Конструктивное оформление вала, включающее: монтаж подвижных и неподвижных блоков колес, выполнение шлицев и шпоночных пазов, размещение и конструктивное решение опор.
3. Замеры расстояний между опорами и колесами, находящимися в зацеплении. Для расчета принять работу вала при минимальных частотах вращения.
4. Выполнение свертки с целью установления расположения полюсов зацепления колес.
5. Составление расчетных схем.
6. Определение реакций в опорах.
7. Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов.
8. Выполнение проверочного расчета на сложное сопротивление.

Проверка статической прочности вала выполняется для опасного сечения с учетом крутящих моментов и максимальных изгибающих моментов.

Допускаемые номинальные напряжения принимать по табл. 13.

В прямозубой передаче силу нормального давления возможно представить в виде двух составляющих:

- тангенциальной силы $F_t = 2T_i / d_i$, Н;
- радиальной силы $F_r = F_t \times \tan \alpha = F_t \times 0,36$, Н,

где T_i – крутящий момент, передаваемый рассчитываемым валом в Н·м при $n_{i \min}$, Н×м;

d_i – делительный диаметр колес соответствующей схемы включения, мм.

Для проверяемого на прочность сечения рассчитывают суммарный изгибающий момент M_z и эквивалентный момент M_Σ .

$$M_z = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, M_\Sigma = \sqrt{M_\Sigma^2 + \alpha \cdot T^2}, \text{ Н} \times \text{мм};$$

Коэффициент $\alpha = 0,75$ при неизменном направлении крутящего момента, $\alpha=1,0$, если направление крутящего момента меняется.

Момент сопротивления W зависит от вида сечения.

Оценка прочности выполняется по формуле $\sigma_{\text{н}} = M_{\text{з}} / W \leq [\sigma]_{\text{н}}$.

Допускается в целях упрощения рассчитывать шлицевые валы по внутреннему диаметру и не учитывать ослабление вала шпоночным пазом.

В табл. 14 приведены значения допускаемых напряжений изгиба с учетом концентраторов напряжений.

Таблица 14

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{н}}$ для стальных валов

Источник концентрации напряжений	Диаметр вала, мм	Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{н}}$, для сталей и термообработок МПа			
		Сталь 45 нормализованная	Сталь 45 улучшенная	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закалённая до HRCэ 35-42
Деталь по переходной посадке, насаженная на вал	30	75	85	90	95
	50	70	80	85	90
	100	65	75	80	85
Ступенчатое изменение диаметра вала с переходной поверхностью	30	115	70	140	150
	50	100	65	120	130
	100	90	55	105	110

В результате свертки коробки скоростей составляющие нормального давления $F_{\text{н}}$ действуют в разных плоскостях, и следует учитывать их проекции при приведении схем к двум взаимно перпендикулярным плоскостям ZOX и ZOY (рис. 4). Далее строят эпюры изгибающих моментов и производят их геометрическое суммирование.

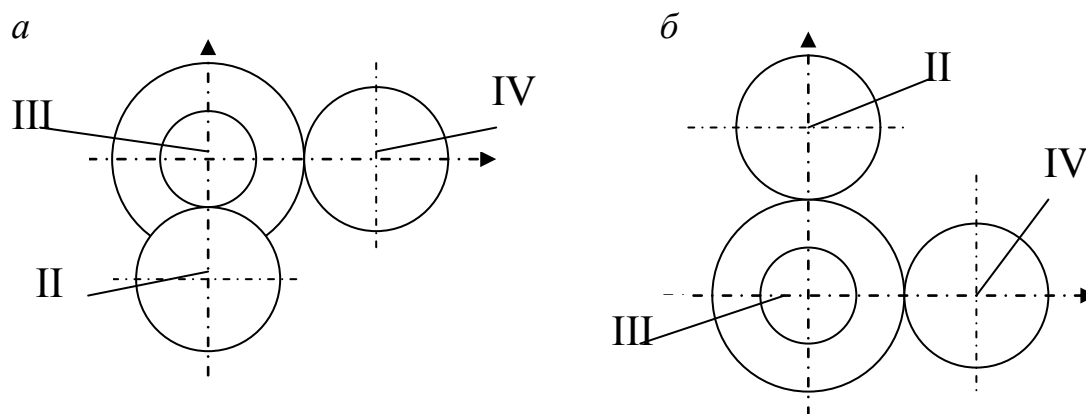


Рис. 4. Варианты свертки валов коробки скоростей в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

a – с верхним расположением шпинделя; *б* – с нижним расположением шпинделя

Если угол между плоскостями действия сил – не более 18° , то для простоты можно проекции сил заменить их истинными величинами, т.е. считать, что они действуют в ортогональных плоскостях.

2.7.2 Уточненный расчет вала

В курсовом проекте после того, как выявлены расстояния между опорами и размещены зубчатые колеса по длине валов, один из промежуточных валов рассчитывают на сложное сопротивление изгибу и кручению [10].

Расчет валов коробок скоростей (подач) на сложное сопротивление изгибу и кручению в большинстве случаев выполняют по упрощенной методике, где влияние концентрации напряжений учитывается в соответствии с допускаемыми напряжениями.

Особенностью расчета вала является изменение его условий работы при переключении передач коробки. В некоторых случаях заранее назвать лимитирующий вариант включения передач не представляется возможным, и расчет i -го вала выполняется $q = j^I \cdot j^{II}$ раз, где j^I и j^{II} – количество ступеней регулирования элементарных коробок между i -м валом и, соответственно, $(i-1)$ -м и $(i+1)$ -м валами. При этом частота вращения $(i-1)$ -го вала берется минимальной.

Указанные элементарные коробки в дальнейшем будем называть ведущей и ведомой для i -го вала.

Для расчета вала выявляют пространственную схему нагружения i -го вала со стороны предыдущего $(i-1)$ -го и последующего $(i+1)$ -го валов (рис. 5). Ко-

ординаты точек приложения сил по оси вала находят по развертке, а направление действия сил – по свертке (торцевой проекции) коробки.

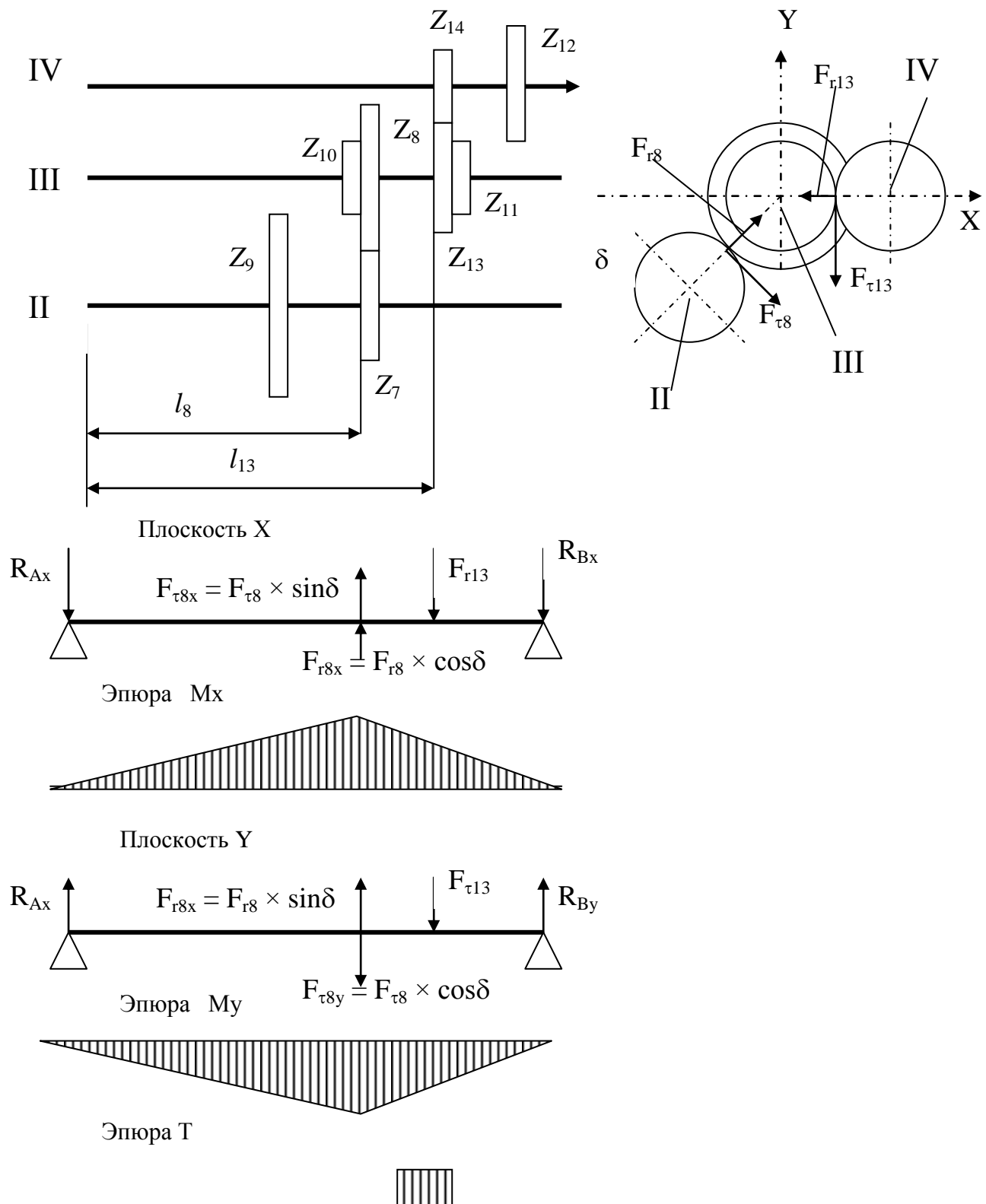


Рис. 5 Иллюстрация к уточненному расчету вала III на сложное сопротивление кручению и изгибу (общий случай)

В учебных целях можно выполнить расчет для промежуточного вала для передачи крутящего момента по базовой цепи. Пример определения сил для вала III приведен в табл. 15.

Таблица 15

Расчет вала III на сложное сопротивление изгибу и кручению (по рис. 3)

Варианты включения передач	n_{II} , об/мин	n_{III} , об/мин	T_{III} , Н×мм	Силы, действующие на вал III в зубчатых передачах
$\frac{Z_7}{Z_8}$ и $\frac{Z_{11}}{Z_{12}}$	630	315	$9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{III}}{315}$	$F_{t8} = \frac{2T_{III}}{m_2 Z_8};$ $F_{r8} = F_{t8} \times \operatorname{tg} 20^\circ$ $F_{t11} = \frac{2T_{III}}{m_3 Z_{11}};$ $F_{r11} = F_{t11} \times \operatorname{tg} 20^\circ$

Для нахождения изгибающего момента силы, действующие на вал, проецируют на две взаимно перпендикулярные плоскости X и Y. На рис. 4 приведены эпюры изгибающих моментов M_x и M_y в указанных плоскостях и эпюра крутящего момента T_{III} для рассматриваемого случая включения передач. По величинам изгибающих и крутящего моментов находят одно или несколько опасных сечений. Для эпюр, изображенных на рис. 4, в качестве опасного следует рассмотреть сечение вала только под зубчатым колесом Z_8 (см. рис. 5), если вал III в межопорной части имеет одинаковый диаметр. Если вал ступенчатый, и диаметр шейки под колесом Z_{11} меньше диаметра шейки под колесом Z_8 , рассматривают два опасных сечения. Для опасного сечения вала рассчитывают величину суммарного изгибающего M_Σ и приведенного M_Π моментов:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}, \text{ Н} \times \text{мм}; \quad M_\Pi = \sqrt{M_\Sigma^2 + 0,75 T^2}, \text{ Н} \times \text{мм}.$$

В соответствии с предварительно посчитанным на кручение диаметром, принятыми материалом и термообработкой вала находят допускаемое

напряжение изгиба $[\sigma_{\text{и}}]$ (см. табл. 5). Данные табл.5 соответствуют коэффициенту безопасности 1,3.

Для валов коробок скоростей обычно используют стали 45 и 40Х с нормализацией, улучшением, а в ответственных случаях с закалкой. Закалка шлицевых валов увеличивает их износостойкость в среднем в два раза, практически до конца службы станка. До высокой стойкости следует калить шлицы, несущие фрикционные диски.

Момент сопротивления вала W в расчетном сечении определяют по формуле

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ мм}^3;$$

где d – диаметр вала в расчетном сечении, мм.

Шлицевые валы рассчитывают по внутреннему диаметру.

Зная величину приведенного момента $M_{\text{п}}$ и момента сопротивления W , находят расчетные напряжения $\sigma_{\text{и}}$ и сравнивают их с допускаемым:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{п}}}{W} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

В случае необходимости выполнения расчетов с достаточно точным учетом концентрации напряжений коэффициент безопасности можно принимать равный 1,3 – 1,5.

2.7.3 Расчет шпинделя на жесткость

Приближенный расчет шпинделя сводится, как правило, к расчету на жесткость при изгибе или при кручении, и лишь для тяжелоагруженных шпинделей производят проверочный расчет на прочность. Расчетная схема шпинделя приведена на рис. 6.

Расчет на жесткость при изгибе выполняют для шпинделей токарных, револьверных, фрезерных станков.

Расчет сводится к определению величины прогиба переднего конца шпинделя (y) и угла поворота оси шпинделя в передней опоре (θ).

Для расчета выделяют пространственную схему сил, действующих на шпиндель, и проектируют силы на две взаимно перпендикулярные плоскости XOY и XOZ . В каждой плоскости упрощают схему нагружения вала до расчетной схемы.

Шпиндель – тело сложной формы, а опоры шпинделей в зависимости от их типа создают различные условия для поворота шпинделя при его изгибе. Поэтому в качестве расчетной схемы при изгибе шпиндель заменяют балкой, тип опоры которой выбирается в зависимости от типа подшипников в опорах шпинделя (табл. 16).

При двух шариковых подшипниках качения расчетная схема в первом приближении принимается в виде балки на двух ножевых опорах (см. табл. 16, схему 1). Если в передней опоре два шариковых подшипника качения или один роликовый, то можно считать, что шпиндель в этом сечении не имеет поворота (см. табл. 16, схема 2).

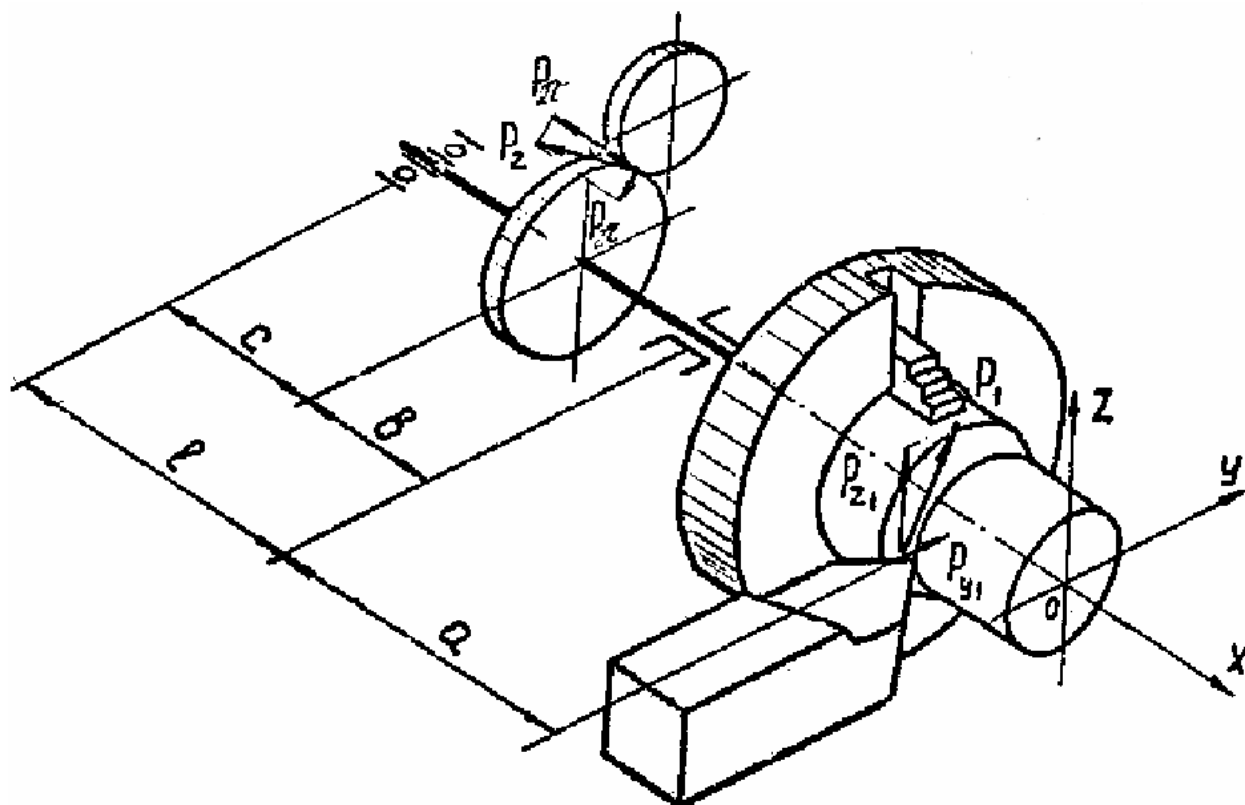


Рис. 6. Пространственная схема сил, действующих на шпиндель:

P_1, P_2 – проекции сил резания и привода на соответствующую плоскость, в которой рассматривается расчетная схема, измерение в ньютонах.

В табл. 16 приведены формулы для определения величины y и Q . Величина J в формулах – среднее значение полярного момента инерции сечений шпинделя:

$$J = \frac{\pi D^4}{64}, \text{ мм}^4 - \text{для сплошного сечения};$$

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4), \text{ мм}^4 - \text{для сечения с отверстием};$$

$$J = \frac{\pi D_{\text{шл}}^4}{32}, \text{ мм}^4 - \text{для шлицевого сечения}.$$

где D и d – соответственно наружный диаметр и диаметр отверстия, мм;

$D_{\text{шл}}$ – средний диаметр шлицевого сечения, мм.

В первом приближении допустимо определять величину J по расчетному среднему диаметру:

$$D_{\text{ср}} = \frac{\sum D_i l_i}{L}, \text{ мм};$$

где D_i и l_i – диаметры и длины участков шпинделя, мм;

L – общая длина шпинделя, мм;

E – модуль упругости первого рода (для стали $E=2,06 \cdot 10^5$ МПа);

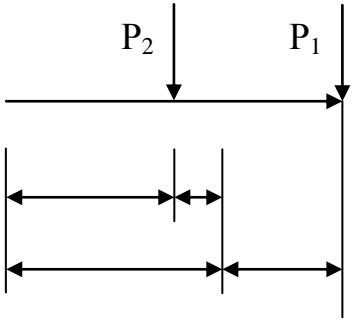
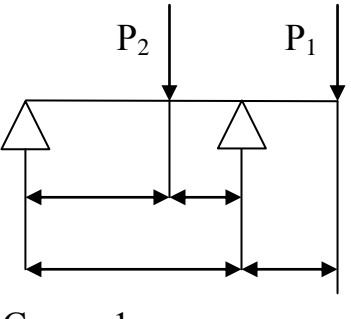
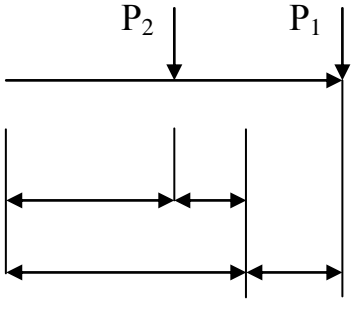
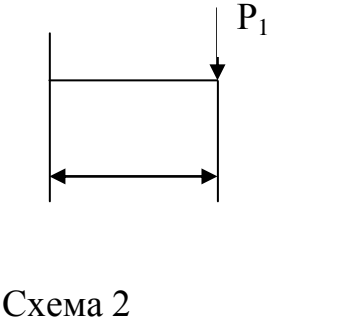
Расстояния a, b, c, l между опорами и точками приложения сил подставляются в формулы (см. табл. 16) в мм.

Прогиб переднего конца шпинделя под действием пространственных сил определяют как геометрическую сумму прогибов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: $y = \sqrt{y_y^2 + y_z^2}$.

Угол поворота оси шпинделя в передней опоре находят как алгебраическую сумму: $\theta = \theta_y + \theta_z$.

Таблица 16

Схемы для расчета шпинделя на жесткость при изгибе

Тип опор шпинделя	Расчетная схема	Угол поворота оси шпинделя в передней опоре θ , рад	Величина прогиба переднего конца шпинделя y , мм
	 <p>Схема 1</p>	$Q = \frac{1}{3EI} \left[P_1 a l - 0,5 P_2 c b \left(1 + \frac{c}{l} \right) \right]$	$y = \frac{1}{3EI} \left[P_1 a^2 (l - a) - 0,5 P_2 a b c \left(1 + \frac{c}{l} \right) \right]$
	 <p>Схема 2</p>	$Q = 0$	$y = \frac{P_1 a^3}{3EI}$

Допустимая величина прогиба конца шпинделя $y_{\text{доп}}$ может быть взята, исходя из опыта эксплуатации станков. Можно принимать $y_{\text{доп}}$ равной 1/3 от допустимого биения конца шпинделя или же рассчитывать ее по формуле

$$y_{\text{доп}} = (0,0001 \div 0,0002)l,$$

где l – расстояние между опорами шпинделя.

Максимально допустимый угол поворота конца шпинделя:

$$\theta_{\text{доп}} = 0,001 \text{ рад.}$$

На величину деформации шпинделя и реакцию в опорах влияет положение приводной шестерни, сцепленной с зубчатым колесом шпинделя (рис. 7 а, б).

В положении *а* результирующая сила получается как сумма сил резания и силы на шестерне. В положении *б* результирующая сила получается как разность сил резания и силы на шестерне. С точки зрения действующей силы в передней опоре расположение шестерни в случае *б* выгоднее, так как возникающая реакция меньше. Однако с точки зрения прогиба конца шпинделя положение *а* более благоприятно, так как деформация конца шпинделя в этом случае меньше. Поэтому положение *а* чаще применяется в точных станках, а положение *б* – в станках для черновой обработки.

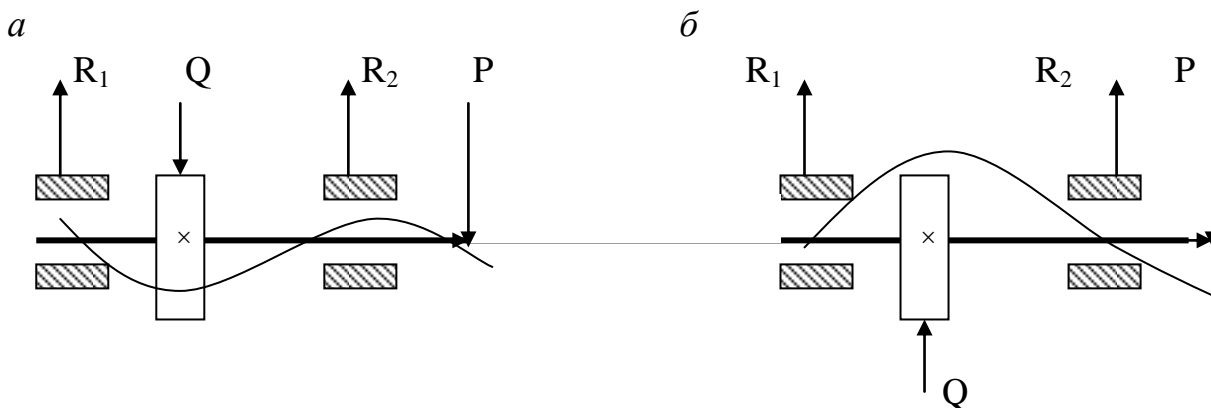


Рис. 7. Схема деформации шпинделя (влияние положения приводной шестерни на реакции в опорах и прогиб конца шпинделя):

а – приводная шестерня расположена сверху; *б* – приводная шестерня расположена снизу

Шпиндели сверлильных станков нагружены преимущественно крутящим моментом и осевыми усилиями. Наименьший диаметр сверлильного шпинделя – шлицевое соединение его с втулкой привода – определяется жесткостью на

кручение. Допустимый угол закручивания сверлильного шпинделя принимается: $\theta_{\text{доп}} = 1^\circ = 1,75 \cdot 10^{-2}$ рад на длине 20 диаметров шлицевой части [8; 9].

Действительный угол закручивания шпинделя определяется по формуле

$$\theta = \frac{10^3 \times T \times l}{G \times I}, \text{ рад};$$

где G – модуль упругости второго рода, для стали $G = 0,78 \cdot 10^5$ МПа;

l – длина закручивания, мм;

T – расчетный крутящий момент, Н·м.

3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 Компоновка коробки скоростей

В токарных, шлифовальных и расточных станках коробка скоростей выполняется в виде отдельного узла, корпус которого закреплен на станине или может перемещаться по направляющим. Во фрезерных, сверлильных станках корпус коробки изготавливается литым вместе со станиной. В зависимости от расположения коробки скоростей в общей конструкции станка различают два основных типа компоновки коробки скоростей: коробка скоростей, компактная по длине и коробка скоростей, компактная по поперечному сечению.

В компактной по поперечному сечению коробке скоростей элементарные коробки размещаются последовательно друг за другом. Последовательное размещение элементарных коробок применяется когда коробка скоростей занимает переднюю бабку (токарные и револьверные станки), или в радиально-сверлильных станках. Кинематическая схема компактной по поперечному сечению коробки скоростей приведена на рис. 8.

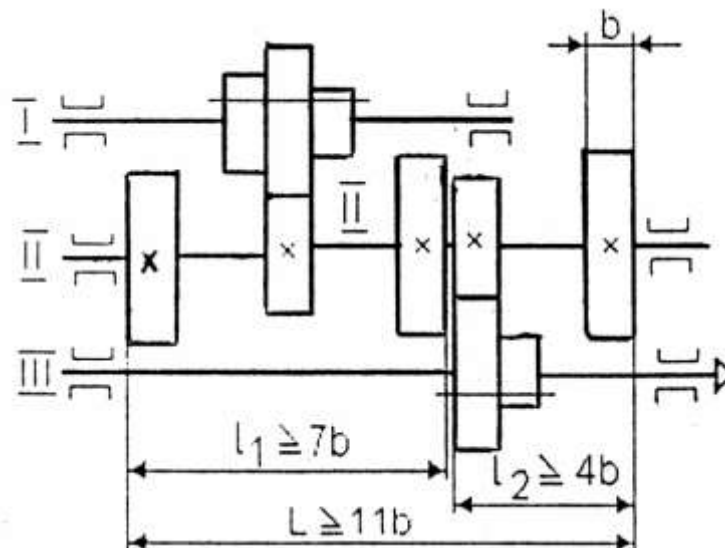


Рис. 8. Коробка скоростей, компактная по поперечному сечению

Коробка скоростей, компактная по длине, применяется тогда, когда в связи с особенностями конструкции корпусной детали, в которой размещается коробка скоростей, валы удобно располагать в одной плоскости или вокруг узла управления коробкой (вертикально-сверлильные, горизонтально- и вертикально-фрезерные консольные станки). Кинематическая схема коробки скоростей, компактной по длине, приведена на рис. 9.

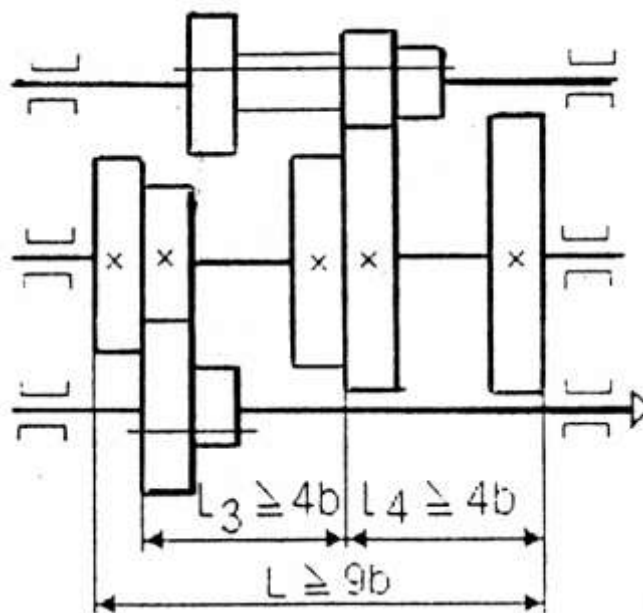


Рис. 9. Коробка скоростей, компактная по длине

При выборе компоновки коробки скоростей необходимо предусмотреть возможность нейтральных положений подвижных блоков. При этом следует учитывать, что технологически выгодно на одном валу размещать либо все неподвижные, либо все подвижные колеса.

3.2 Конструирование валов коробки скоростей и их опор

3.2.1 Конструирование валов коробки скоростей

Конструирование валов коробки скоростей производится после предварительного и проверочного расчетов валов коробки.

Конструирование валов заключается в выборе материала валов, диаметров ступеней, расположении ступеней относительно опор и конструкции переходных участков.

Диаметры ступеней получены в результате предварительного и проверочного расчетов и округляются в большую сторону по стандартным рядам размеров R40 и R20.

Стандартный ряд размеров R40

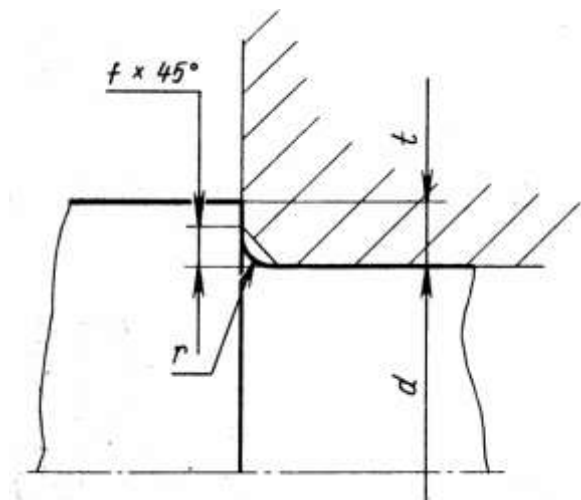
15,0; 16,0; 17,0; 18,0; 19,0; 20,0; 21,2; 22,4; 23,6; 25,0; 26,5; 28,0; 30,0; 31,5; 33,5; 35,5; 37,5; 40,0; 42,5; 45,0; 47,5; 50,0; 53,0; 56,0; 60,0; 63,0; 67,0; 71,0; 75,0; 80,0; 85,0; 90,0; 95,0; 100; 106; 112; 118; 125; 132; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 212; 224; 236; 250

Стандартный ряд размеров R20

16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250

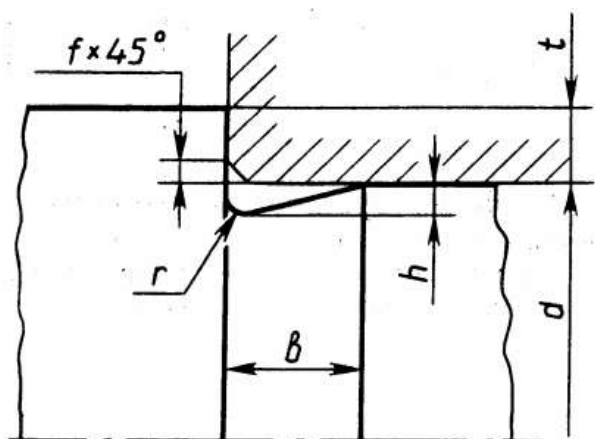
Предпочтительно все посадочные поверхности вала делать одного диаметра. В процессе конструирования размеры посадочных поверхностей уточняются в соответствии с размерами сопряженных с ними поверхностей деталей и с учетом их расположения относительно опор вала.

Переходные участки валов между двумя смежными ступенями разного диаметра могут быть выполнены галтелью, снижающей концентрацию напряжений (рис. 10), или канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 11).



d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Рис. 10. Галтели



d	Свыше 10 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100
b	3,0	5,0	8,0
h	0,25	0,5	0,5
r	1,0	1,6	2,0

Рис. 11. Канавки

Галтели применяются при установке распорных втулок между деталями, расположенными на валу, при этом между буртом вала и торцом втулки должен быть предусмотрен зазор; а канавки применяют на сравнительно коротких валах, при малых вращающих моментах.

3.2.2 Конструирование шпоночных и шлицевых соединений

Для соединения валов коробки скоростей с деталями, передающими вращающий момент, применяют шпоночные и шлицевые соединения.

Шпоночные соединения применяются для соединения неподвижных зубчатых колес с валом. Наиболее часто используются призматические шпонки.

Длина шпонки выбирается из стандартного ряда, а сечение шпонки и размеры шпоночного паза – по величине соответствующего диаметра ступицы (прил. 1).

Шлицевые соединения применяют для соединения передвижных блоков зубчатых колес с валом. Наиболее часто применяют прямобоочные шлицевые соединения, центрируемые по наружному диаметру. Основные размеры прямобоочных шлицевых соединений приведены в прил. 2.

3.2.3 Конструирование подшипниковых узлов

Конструирование подшипниковых узлов включает выбор подшипников первичного и промежуточных валов коробки скоростей, выбор конструктивного варианта установки подшипников на валах и способов их закрепления на валах и в корпусе, выбор и конструирование уплотнений и крышек подшипников.

В коробках скоростей металлорежущих станков при отсутствии осевых нагрузок в качестве опор первичного и промежуточных валов применяются шариковые радиальные однорядные подшипники, основные размеры которых приведены в прил. 3. Для предотвращения защемления первичного и промежуточных валов коробки скоростей в подшипниках от температурных деформаций вала применяется вариант установки подшипников с одной плавающей опорой и одной фиксирующей опорой, препятствующей осевому смещению вала. Подобные конструкции узлов имеют первичный и промежуточные валы коробки скоростей (рис. 12).

На рис. 12 левая опора является плавающей. Внутреннее кольцо подшипника закреплено на валу с обоих торцев, а наружное кольцо не закреплено, что допускает осевое перемещение вала от температурных деформаций в обоих направлениях.

Правая опора является фиксирующей (см. рис. 12). Внутреннее кольцо подшипника с обоих торцев закреплено на валу, а наружное кольцо – в корпусе, что ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях. Подобная схема установки применяется при любых расстояниях между опорами и невысоких требованиях к жесткости опор вала при значительных температурных деформациях.

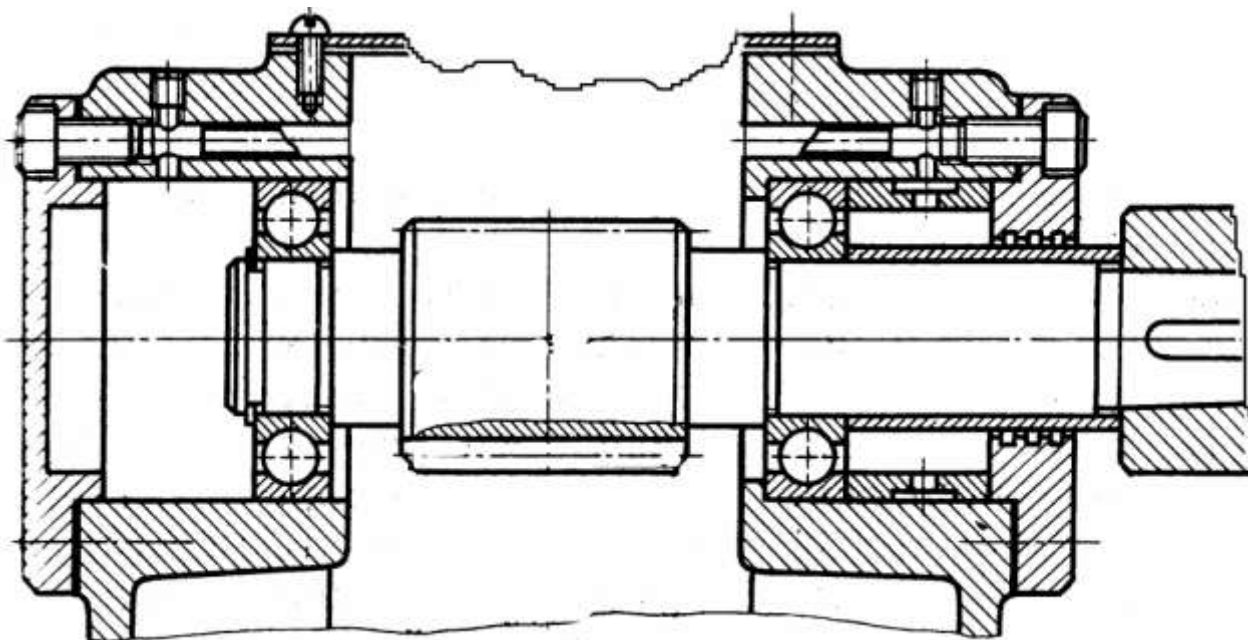
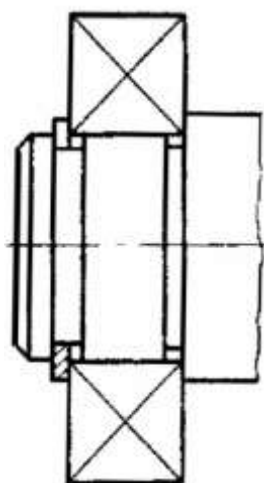


Рис. 12. Конструкции валов коробки скоростей и их опор

При выборе способа крепления подшипников на валу и в корпусе учитывают тип подшипника и способ его установки. При установке вала в подшипниках с одной плавающей опорой и одной фиксирующей опорой внутренние кольца обоих подшипников закрепляют на валу упорным стопорным кольцом с упором в уступ вала (рис. 13, *а*) или круглой шлицевой гайкой со стопорной многолапчатой шайбой с упором в уступ вала (рис. 13, *б*).

а



б

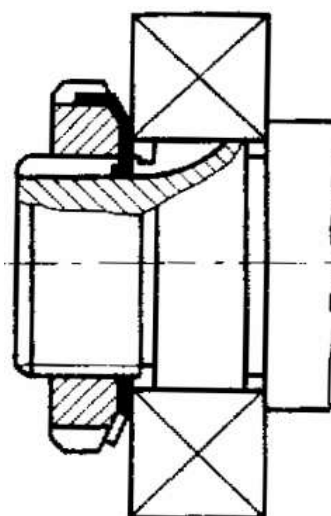


Рис. 13. Способы закрепления внутреннего кольца подшипника на валу:

а – упорным стопорным кольцом с упором в уступ вала; *б* – круглой шлицевой гайкой со стопорной многолапчатой шайбой с упором в уступ вала

Наружные кольца плавающей опоры в корпусе не закрепляют, а наружные кольца фиксирующей опоры закрепляются в корпусе с двух сторон торцевой крышкой с упором в уступ корпуса (рис. 14, *а*), пружинным стопорным кольцом с упором в уступ корпуса (рис. 14, *б*), торцевой крышкой с упором в стопорное кольцо (рис. 14, *в*). Основные размеры наружных и внутренних стопорных пружинных колец, круглых шлицевых гаек и многолапчатых стопорных шайб приведены в прил. 4 – 7 соответственно.

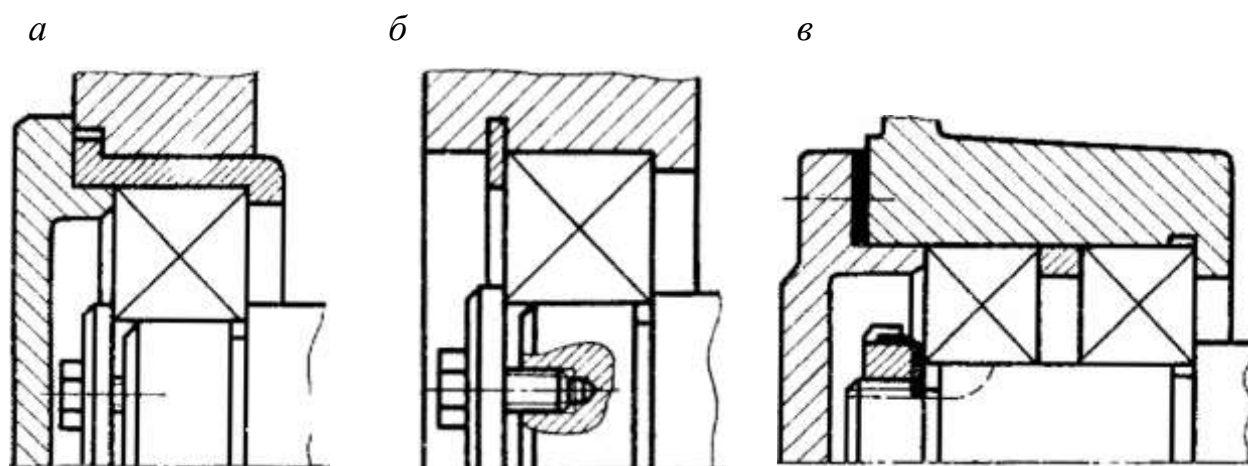


Рис. 14. Способы закрепления наружных колец подшипников в корпусе:

а – торцевой крышкой с опорой в уступ корпуса; *б* – пружинным стопорным кольцом с упором в уступ корпуса; *в* – торцевой крышкой с упором в стопорное кольцо

Крышки подшипниковых узлов применяют для герметизации подшипников и для осевой фиксации подшипников. В коробках скоростей применяются торцовые и врезные глухие и сквозные крышки. Основные параметры торцовых глухих и сквозных крышек приведены в прил. 8, 9.

3.2.4 Конструирование входного вала коробки скоростей

Передача крутящего момента на входной вал осуществляется зубчатой или ременной передачей.

Зубчатая передача проста и компактна по конструкции, передает значительные крутящие моменты, применяется при частоте вращения шпинделя в диапазоне до 2000...3000 об/мин. Наличие бокового зазора между зубьями не

позволяет обеспечить высокую чистоту обработки на шлифовальных и отделочных станках.

Ременную передачу применяют для быстроходных шпинделей при частоте вращения до 6000 об/мин. Преимущества ременного привода в обеспечении плавного вращения шпинделя, снижении динамических нагрузок на станках с прерывистым резанием. Недостатки – в усложнении конструкции и сравнительно больших габаритах, так как для повышения точности шпиндельного узла шкив делают разгруженным.

Расчет зубчатых и ременных передач, а также конструирование звездочек и шкивов выполняется по известным методикам [1; 2; 4; 5; 7; 11].

Изгибающие моменты от натяжения ремня (цепи) приводят к нежелательным деформациям вала, шкивы (звездочки) конструируют так, чтобы сила натяжения ремня (цепи) не передавалась на вал. Для этого их располагают на собственных подшипниках, установленных на специальном кронштейне (рис. 15).

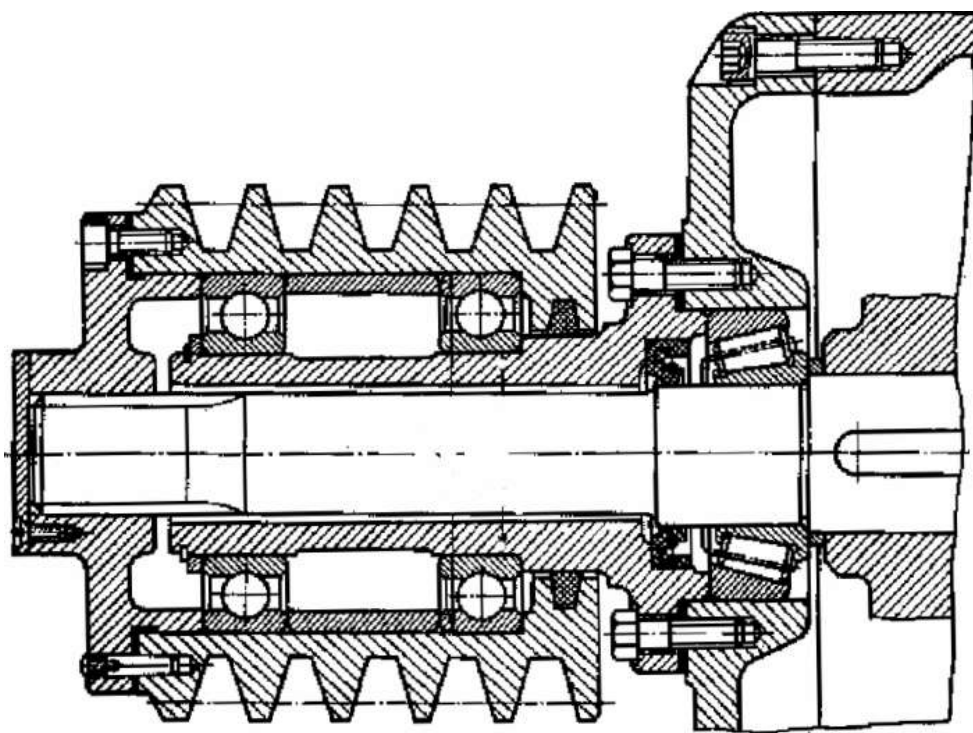


Рис. 15. Разгрузочный узел

Сила натяжения ремней при этом нагружает кронштейн, который нужно рассчитывать на изгиб в опасном сечении.

3.3 Конструирование неподвижных зубчатых колес и передвижных блоков зубчатых колес

В коробках скоростей металлорежущих станков с передвижными блоками применяются прямозубые зубчатые колеса, так как переключение скоростей с помощью передвижных блоков косозубых колес невозможно.

При конструировании зубчатых колес следует предварительно рассчитать следующие параметры: наружный ($d_{ст}$) и внутренний диаметр (d) ступицы, длину ступицы ($L_{ст}$), толщину диска (C) и диаметры отверстий (D) на диске для колес большого диаметра.

Внутренний диаметр ступицы (d) принимается равным расчетному диаметру посадочной поверхности вала.

Наружный диаметр ступицы ($d_{ст}$) рассчитывается по формуле

$$d_{ст} = 1,55 \times d, \text{ мм};$$

Длина ступицы ($L_{ст}$) рассчитывается по формуле

$$L_{ст} = (1,0 - 1,2) \times d, \text{ мм}$$

Толщина диска (C) рассчитывается по формуле

$$C = 0,5 (2,2 m + 0,05 b + 0,3 d), \text{ мм}$$

Диаметры отверстий на диске для колес большого диаметра $D = 25$ мм, а их количество принимается равным 4 – 6.

В коробках скоростей наряду с одиночными зубчатыми колесами применяются двух-, трех- и четырехколесные блоки, которые могут быть цельными и составными [6]. Основные конструктивные варианты блоков зубчатых колес приведены на рис. 16.

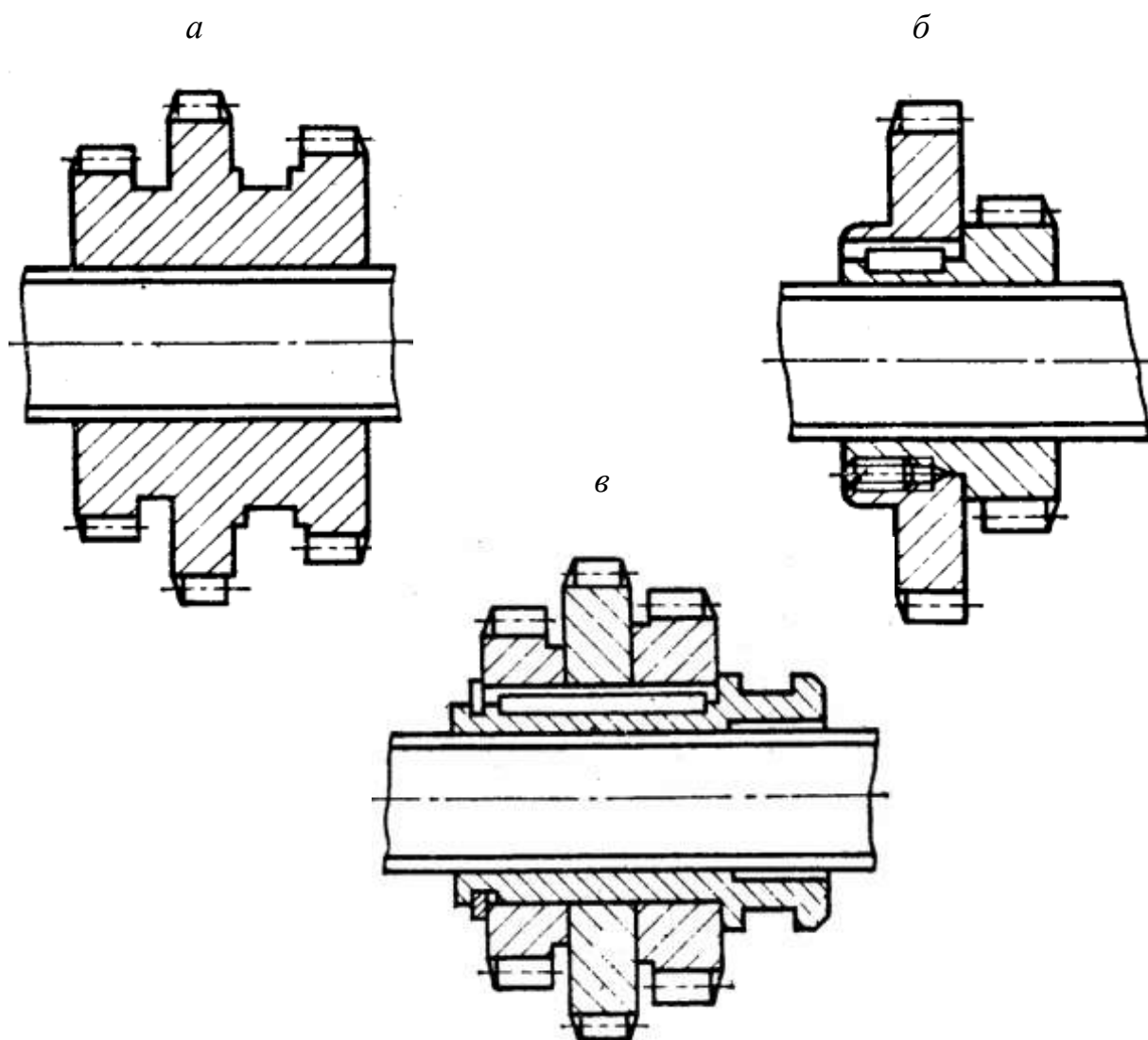


Рис. 16 Конструктивные варианты передвижных блоков:

а – тройной цельный блок; *б* – двойной составной блок; *в* – тройной составной блок

На одном валу коробки скоростей рекомендуется располагать или только передвижные блоки зубчатых колес, или только неподвижные зубчатые колеса.

3.4 Конструирование шпиндельных узлов

Шпиндели служат для закрепления и вращения заготовки или режущего инструмента и обеспечивают заданное положение их по отношению к другим узлам станка. Конструирование шпиндельных узлов включает выбор типа шпиндельных подшипников, выбор конструктивного варианта шпиндельного узла, выбор способа

обеспечения предварительного натяга подшипников, выбор уплотнений шпиндельных подшипников.

3.4.1 Материалы шпинделей

Выбор материала и способы термической обработки зависят от класса точности станка и нагрузок на шпиндельный узел (табл. 17).

Таблица 17

Стали, применяемые для изготовления шпинделей

Тип станка		Марка стали и термообработка
Нормальной и повышенной точности (Н,П)	Средние нагрузки	Сталь 45 (З+ВО)
	Повышенные нагрузки	Сталь 45 (З+НО) Сталь 30Х, 50 (З, ТВЧ)
С повышенными требованиями: быстроходные, быстроходные и тяжелонагруженные шпиндели		40Х, 38ХМЮА, 20Х 12ХНЗ (Ц+З+О)
Станки точности В, А		40ХФА, 18ХГТ (Ц+З+О)

Примечание. З – закалка, Ц – цементация, О – отпуск, ВО – высокий отпуск, НО – низкий отпуск.

3.4.2 Рекомендации по проектированию конструкции шпинделя

1. Приводные зубчатые колеса располагать максимально близко к опорам.
2. Расстояние между опорами выбирать в пределах четырех-пяти диаметров шпинделя в передней опоре.
3. Длина консоли от передней опоры до крайнего торца шпинделя или инструмента – не более 0,5 – 0,3 расстояния между опорами.
4. Сокращать число переходов, шпонок и резьбы в межопорной части шпинделя.
5. Все поверхности шлифовать, особенно при $n_{шп} > 1000$ об/мин.

6. Не рекомендуется размещать на шпинделе более двух колес.

Диаметры шпинделей в передней опоре выбирают в зависимости от мощности двигателя.

3.4.3 Выбор конструктивного варианта шпиндельного узла

Конструкцию шпинделей определяют следующие условия:

- размер шпинделя и расстояние между опорами, наличие осевого отверстия в шпинделе;
- расположение приводных деталей на шпинделе (зубчатых колес, шкивов);
- тип подшипников шпинделя;
- способ крепления приспособления или инструмента на шпинделе.

Передние концы шпинделей предназначены для установки инструмента, они стандартизированы и их конструкция и основные размеры приведены в прил. 10, на рис.1–5. Передние концы шпинделей воспринимают радиальную и осевую нагрузку, поэтому их конструкция должна обеспечивать высокую точность позиционирования шпинделя в подшипниках.

Конструкция шпиндельного узла, тип опор, их размещение и регулировка, расположение приводных элементов, размеры и конструкция переднего конца шпинделя оказывают влияние на качество и точность обрабатываемой детали. Конструктивные варианты шпиндельных узлов металлорежущих станков и их описание приведены в прил. 11, рис. 1 – 6.

3.4.4 Выбор подшипников и конструирование подшипниковых узлов шпинделя

Выбор подшипников

В шпиндельных узлах станков для обеспечения высокой жесткости и грузоподъемности, точности вращения и минимальных выделений теплоты применяют подшипники специальных конструкций.

Двухопорные шпиндельные узлы имеют достаточную жесткость при расстоянии между опорами до 4 – 5 диаметров шпинделя. Восприятие радиальной и осевой нагрузок обеспечивается различными комбинациями подшипников качения (см. прил.11, рис. 1 – 6).

В зависимости от показателей работоспособности (радиальной и осевой жесткости, биения шпинделя, тепловыделения в опорах и температурной деформации шпинделя) разработаны следующие конструкции и выработаны рекомендации по применению подшипников качения.

1. Упорно-радиальный двухрядный шарикоподшипник типа 178800 с углом контакта 60° (см. прил. 11, рис. 1). Предназначен для восприятия осевой нагрузки. Устанавливается в передней опоре в совокупности с двухрядным роликоподшипником типа 3182100 или 3182100К.

Подшипники типа 3182100К имеют в наружном кольце четыре отверстия, расположенные под углом 90° , и кольцевую канавку, через которую смазочный материал поступает на дорожки качения, что увеличивает теплоотдачу, быстроходность и надежность их работы.

Двухрядный роликовый подшипник 3182100 предназначен для работы при больших радиальных нагрузках.

Шпиндельный узел, конструкция которого приведена в прил. 11 на рис. 1, применяется для средних и тяжелых токарных, а также фрезерно-расточных и токарных станков.

Параметр быстроходности этого узла $d_{n \max} \leq (1,5 - 4,5) \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$.

2. Двухрядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 697000 (см. прил.11, рис. 2) предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузок. Устанавливаются в передней опоре средних, тяжелых токарных и фрезерных станков. Снижается уровень вибрации шпинделя, улучшается положение оси, повышается жесткость и уменьшаются габариты передней опоры.

Параметр быстроходности $d_{ш \text{ н } \max} \leq (3,0 - 4,0) \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$. Натяг в опоре регулируется гайкой 1 и дистанционным кольцом 2.

3. Роликоподшипник конический однорядный с широким наружным кольцом и встроенными пружинами для предварительного натяга типа 17000 (см.

прил. 11, рис. 2). Подшипник устанавливают в заднюю опору. Выборка возникающего при работе зазора встроенными пружинами увеличивает точность вращения шпинделя. Характеристика быстроходности узла, приведенного в прил. 11, на рис. 2 – $(1,6 - 2,0) \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$. Натяг в опорах подшипников узлов, приведенных в прил. 11 на рис. 2, 3, регулируется гайками 1 и 3 и дистанционными кольцами 2 и 4.

4. Однорядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700 устанавливаются в паре на переднем и заднем концах шпинделя и воспринимают радиальные и осевые нагрузки (см. прил. 11, рис. 3). В данной конструкции возможен вариант установки в задней опоре подшипника 67700 вместо подшипника 17000. В этом случае конструкция проста, легко регулируется, но радиальная жесткость ниже, чем в предыдущей конструкции. Наличие бурта на наружном кольце позволяет устанавливать при монтаже подшипник, используя базу торцов подшипниковых опор. Параметр быстроходности $d_{шн \max} \leq 3 \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$. Конструкция, приведенная в прил. 11, на рис. 3, используется в небольших и средних токарных и фрезерных станках. Возможна установка в задней опоре подшипника с широким наружным кольцом типа 17000 вместо подшипника 67700 (по рис. 2 прил. 11).

5. Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 46000К в передней и подшипником типа 3182100К в задней опорах (см. прил. 11, рис. 4) применяют в легких токарных, алмазно-расточных и скоростных фрезерных станках. Диаметр шпинделя в передней опоре – до 80 мм, характеристика быстроходности высокая – $(7,0 - 11,0) \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$.

6. Радиально-упорные шариковые высокоскоростные подшипники типа 46000 с углом контакта 26° и типа 36000 с углами контакта 12° , 15° , 18° (см. прил. 11, рис. 5) отличаются высокой точностью изготовления. Подшипники собирают в комплекты (2, 3 или 4 подшипника) по различным схемам при заданном предварительном натяге. Характеристика быстроходности зависит от схемы установки подшипников, угла контакта и величины предварительного натяга. В некоторых случаях она может быть в 2 – 3 раза выше, чем у радиально-упорных подшипников обычной конструкции.

Для повышения жесткости используют радиально-упорные подшипники с большим углом контакта (см. прил. 11, рис. 5). Схемы подобного типа предназначены для легких и средних токарных, фрезерных и шлифовальных станков, диаметры шпинделей – 30 – 120 мм, допускают высокую частоту вращения с характеристикой быстроходности $(4,0 - 6,0) \times 10^5 \text{ мм} \times \text{мин}^{-1}$. Для обеспечения осевого температурного смещения в задней опоре предусматривается зазор.

Конструктивные параметры рассмотренных подшипников качения приведены в прил. 12, на рис. 1-6.

Регулирование подшипников

Точность вращения шпинделя и работоспособность подшипниковых узлов зависят от базирования подшипников, смежных с ними деталей и точности регулировки предварительного натяга. Натяг или зазор шпиндельных подшипников осуществляется гайками, дистанционными кольцами разной длины и распорными пружинами (гайки 1, кольца 2, 4 на рис. 1 – 3 в прил. 11).

В роликовом подшипнике типа 3182100К предварительный натяг обеспечивается осевым смещением внутреннего кольца подшипника на конической шейке шпинделя, что вызывает радиальные деформации кольца (см. прил. 11 рис. 1; 4).

Канал А в этих узлах (см. прил. 11, рис. 1, 4) предназначен для подачи масла с целью распрессовки внутреннего кольца при съеме подшипника со шпинделя.

В шариковых радиально-упорных и конических роликовых подшипниках натяг создается при сборке гайками 1 и кольцами 2, 4 (см. прил. 11, рис. 4), обеспечивающими осевое сближение тел качения.

Гайки могут передавать смещение через длинные дистанционные кольца (см. прил. 11, рис. 5), ступицы посаженных на шпиндель колес. Для уменьшения длины торцы дистанционных колес шлифуются. Размеры рассмотренных подшипников качения приведены в прил. 3.

Пример конструкции шпиндельного узла горизонтально-фрезерного станка приведен в прил. 11, рис. 6.

Уплотнения подшипниковых узлов

Уплотнения шпиндельных узлов служат для того, чтобы защищать подшипники шпинделя от проникновения грязи, пыли и влаги, а также для предотвращения вытеканию смазки из подшипника.

У быстроходных шпинделей устраивают исключительно бесконтактные уплотнения. Лабиринтные уплотнения являются в большинстве случаев достаточно эффективными. Для надежной их работы желательно, чтобы радиальный зазор в уплотнении был не больше 0,2—0,3 мм. В шпиндельных узлах, работающих в тяжелых (по загрязнению) условиях, лабиринты заполняют консистентной смазкой. Основные способы уплотнений шпиндельных узлов приведены на рис. 17.

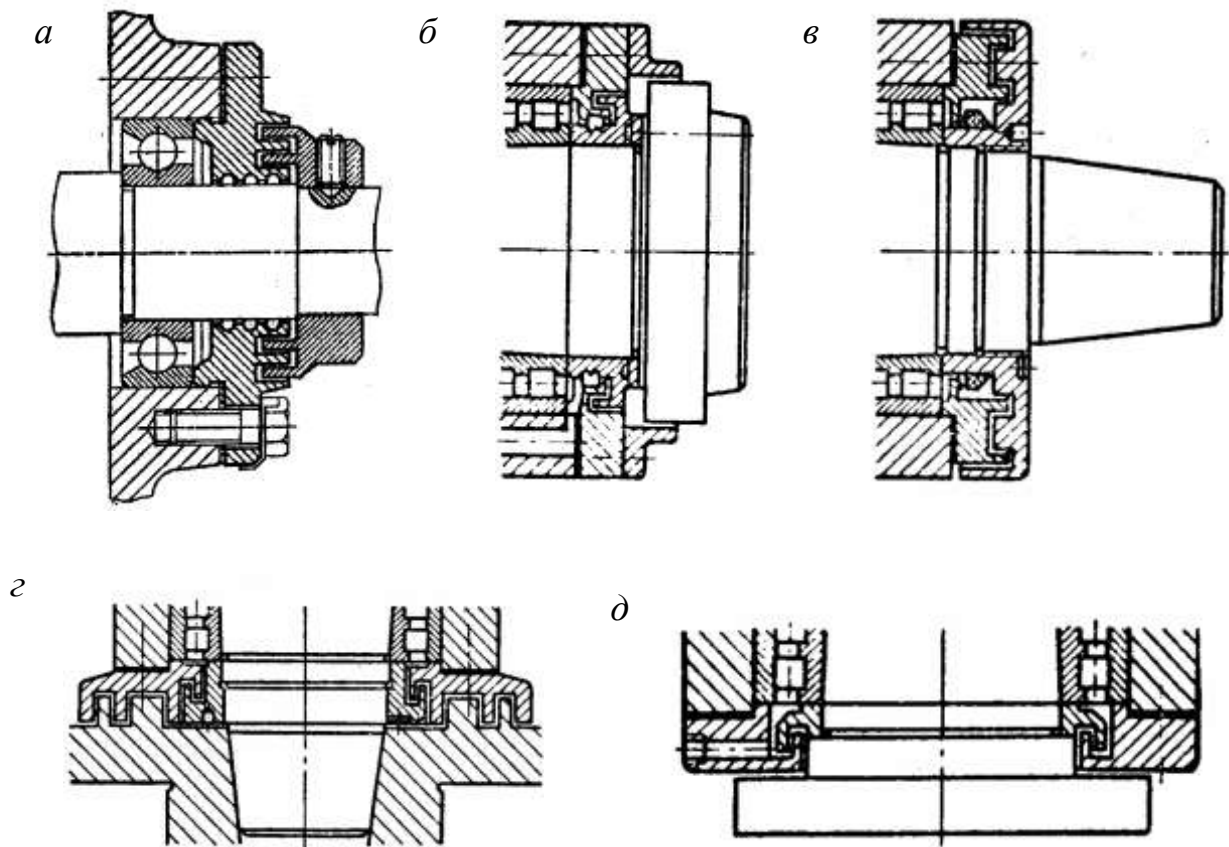
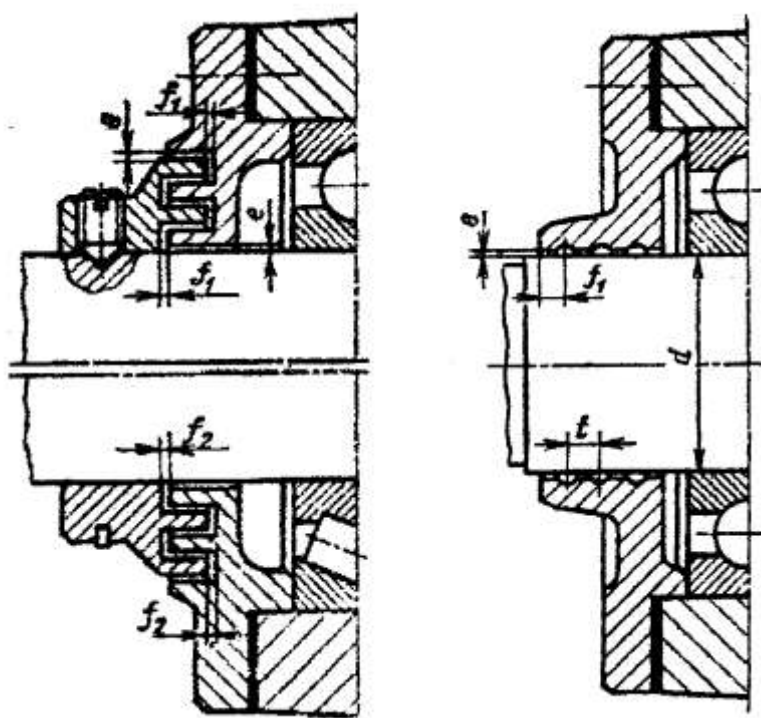


Рис. 17. Уплотнения шпиндельных узлов:

a – лабиринтное горизонтальное; *б* – лабиринтное с каналом для отвода утечек; *в* – усиленное лабиринтное; *г* – лабиринтное вертикальное; *д* – лабиринтное с маслоотражателем

Горизонтальные шпиндели. Уплотнение, показанное на рисунке 17, а (лабиринтное), применяют при консистентной смазке и смазке масляным туманом. Уплотнение лабиринтное с каналом для отвода утечек (рис. 17, б), применяют в системах жидкой смазки. Усиленное лабиринтное уплотнение (рис. 17, в), применяют в особо тяжелых условиях для защиты подшипников с консистентной смазкой для шпинделей, работающих при малых и средних оборотах.

Вертикальные шпиндели. Уплотнение лабиринтное (рис. 17, г), предназначено для работы с консистентной смазкой в тяжелых условиях. Уплотнение лабиринтное с маслоотражателем (рис. 17, д), применяется в системах жидкой смазки. Основные размеры лабиринтных и щелевых уплотнений приведены на рис. 18.



Размеры в мм

d вала	10 – 50	50 – 80	80 – 110	110 – 180
e	0,2	0,3	0,4	0,5
f ₁	1	1,5	2	2,5
f ₂	1,5	2,5	3	3,5
t	4,5	4,5	6	7,5
t ₁	3	3	4	5
r	1,5	1,5	2	2,5

Рис. 18. Основные параметры лабиринтных и щелевых уплотнений

3.5 Разработка развертки и свертки коробки скоростей

Сложные коробки скоростей изображаются в развернутом виде, когда все валы располагаются в одной плоскости. Такое расположение позволяет показать конструкцию коробки в целом. Кроме того, необходимо показать размещение и конструкцию зубчатых колес, способы крепления их на валах, конструкцию подшипниковых узлов, способы их регулирования. При выполнении чертежа следует продумать вопросы сборки отдельных элементов коробки скоростей в целом. На чертеже развертки коробки скоростей указываются габаритные размеры, посадочные размеры шлицевых, шпоночных соединений, подшипниковых узлов с указанием посадок и межосевые расстояния валов коробки скоростей.

Однако развертка коробки скоростей не дает представления о взаимном расположении валов в пространстве, поэтому дополняется поперечным сечением, в котором показывается действительное расположение валов (свертка).

Не всегда сразу удастся получить наиболее рациональное расположение валов относительно друг друга. При проектировании свертки коробки скоростей следует учитывать следующее.

1. Валы коробки скоростей располагают так, чтобы получить наименьшие размеры поперечного сечения.
2. Наиболее нагруженные валы следует располагать ближе к основанию коробки, особенно когда они имеют высокие частоты вращения. Такое расположение снижает центр тяжести самой коробки и делает ее более устойчивой.
3. Для увеличения жесткости корпуса коробки скоростей между основными стенками предусматривают дополнительные поперечные. При наличии таких стенок первые валы как менее нагруженные по своей длине можно сделать короткими.

Методики проектирования свертки коробки скоростей на примере токарного станка

Исходной величиной при размещении валов в поперечном сечении коробки скоростей токарного станка является высота центров. Для нахождения оси шпинделя проводят горизонтальную линию, от которой откладывают заданную высоту центров H (рис. 19).

На этой линии берут точку, представляющую собой ось шпинделя. Из этой точки радиусом начальной окружности большего из колес, сидящих на шпинделе, описывают окружность. Этот радиус предопределяет высоту коробки скоростей. Дальнейшее построение поперечного сечения направляют в сторону, противоположную размещению органов управления. Задача конструирования свертки состоит в том, чтобы валы и зубчатые колеса занимали наименьшее пространство.

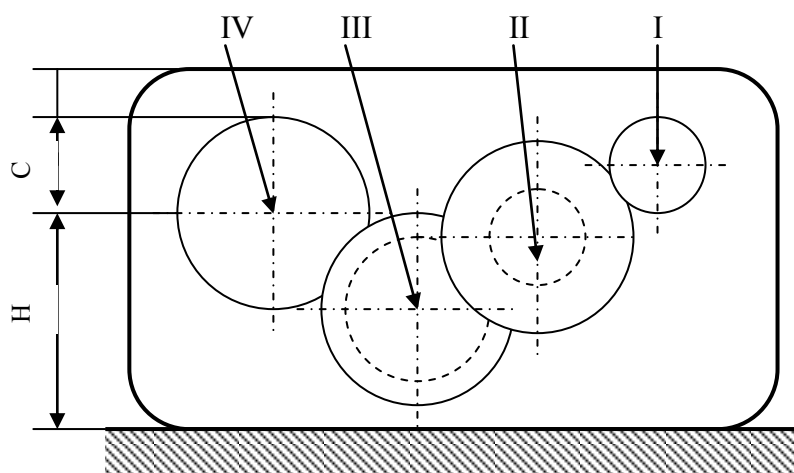


Рис. 19. Свертка коробки скоростей:

H – высота центров; C – зазор между колесом и стенкой коробки

Большое колесо, сидящее на шпинделе IV1, соединяют с малым, сидящим на предшпиндельном валу III (см. рис. 19), и находят положение оси предшпиндельного вала III. На этом валу вычерчивают наибольшее зубчатое колесо и соединяют с малым колесом вала II, т.е. получают положение оси этого вала. Аналогичные построения продолжают до тех пор, пока не определятся координаты оси входного вала коробки скоростей I. Здесь целесообразно расположить реверсивный механизм.

При вычерчивании стенок следует помнить, что между начальной окружностью большого колеса и корпусом существует зазор C , величина которого определяется по формуле

$$C = (2,5.. 3) m, \text{ мм};$$

где m – модуль большого колеса шпиндельного вала, мм.

На чертеже свертки коробки скоростей указываются габаритные размеры, межосевые расстояния валов коробки. Сначала указываются координатные размеры оси шпинделя относительно базовых поверхностей – плоскости разъема коробки с крышкой или плоскости соединения коробки со станиной и относительно передней стенки, на которой располагаются рукоятки управления, а затем относительно полученных размеров указываются координатные размеры осей промежуточных валов и первичного вала.

При вычерчивании свертки вычерчиваются и механизмы управления коробкой скоростей.

3.6 Конструирование корпусов коробок скоростей

Корпусные детали обеспечивают точное взаимное положение и перемещение инструмента и детали. При их конструировании необходимо соблюдать: точное взаимное положение базовых поверхностей; точную геометрическую форму и сохранение ее в течение длительного времени; необходимую жесткость и виброустойчивость; минимальные температурные деформации; минимальную металлоемкость; технологичность конструкции.

При конструировании корпусных деталей требуемую жесткость обеспечивают не за счет увеличения толщины стенок и габаритов, а за счет рациональной формы сечения, использования перегородок, ребер. При конструировании литых корпусных деталей следует (по возможности) выполнять все стенки одинаковой толщины. При соединении различных толщин стенок осуществляют

постепенный переход от одной толщины к другой. Минимальная толщина стенок литых корпусных деталей определяется по формуле

$$\delta = 10 \sqrt{\frac{2L + B + H}{3}}, \text{ мм};$$

где L, B, H —габаритные размеры деталей, мм (причем L —наибольший из них).

Следует предусматривать сквозные отверстия в корпусе для прохода расточных оправок и возможности установки дополнительных опор. Желательно не обрабатывать внутренние торцевые поверхности. Наружные обрабатываемые поверхности стенок корпусов, на которых располагаются механизмы управления, следует по возможности располагать в одной плоскости.

3.7 Конструирование механизмов переключения скоростей

Конструирование механизмов переключения скоростей включает разработку конструктивного варианта механизма переключения, конструирование неподвижных зубчатых колес и передвижных блоков, конструирование комплекствующих механизмов переключения скоростей.

3.7.1 Разработка конструктивного варианта механизма переключения скоростей

Ступенчатое изменение частот вращения выходного вала при постоянной частоте вращения входного вала достигается включением в зацепление той или иной пары зубчатых колес (или нескольких пар), используя блоки подвижных шестерен или сцепные муфты. Смещение зубчатых колес по валу, а также частей муфт сцепления относительно друг друга выполняется механизмами передвижения, основные конструкции которых приведены на рис. 20 – 22.

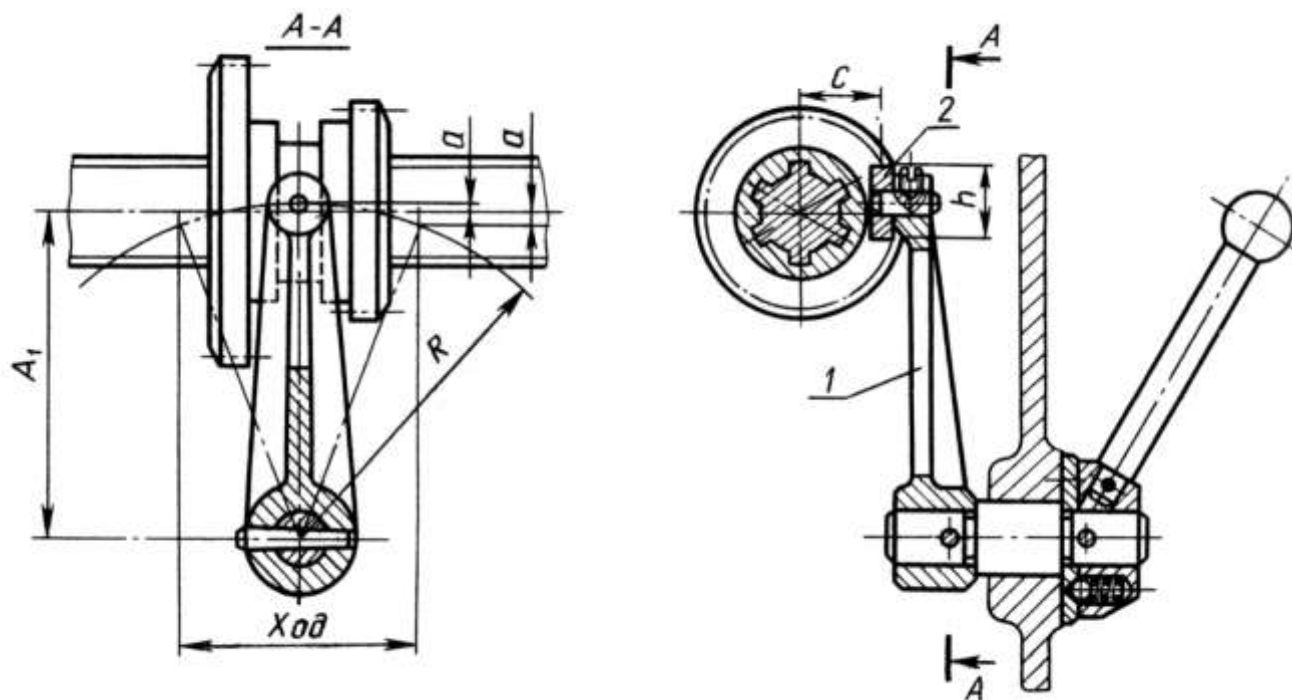


Рис. 20. Переключение рычагом с переводным камнем:
1 – рычаг; 2 – переводной камень

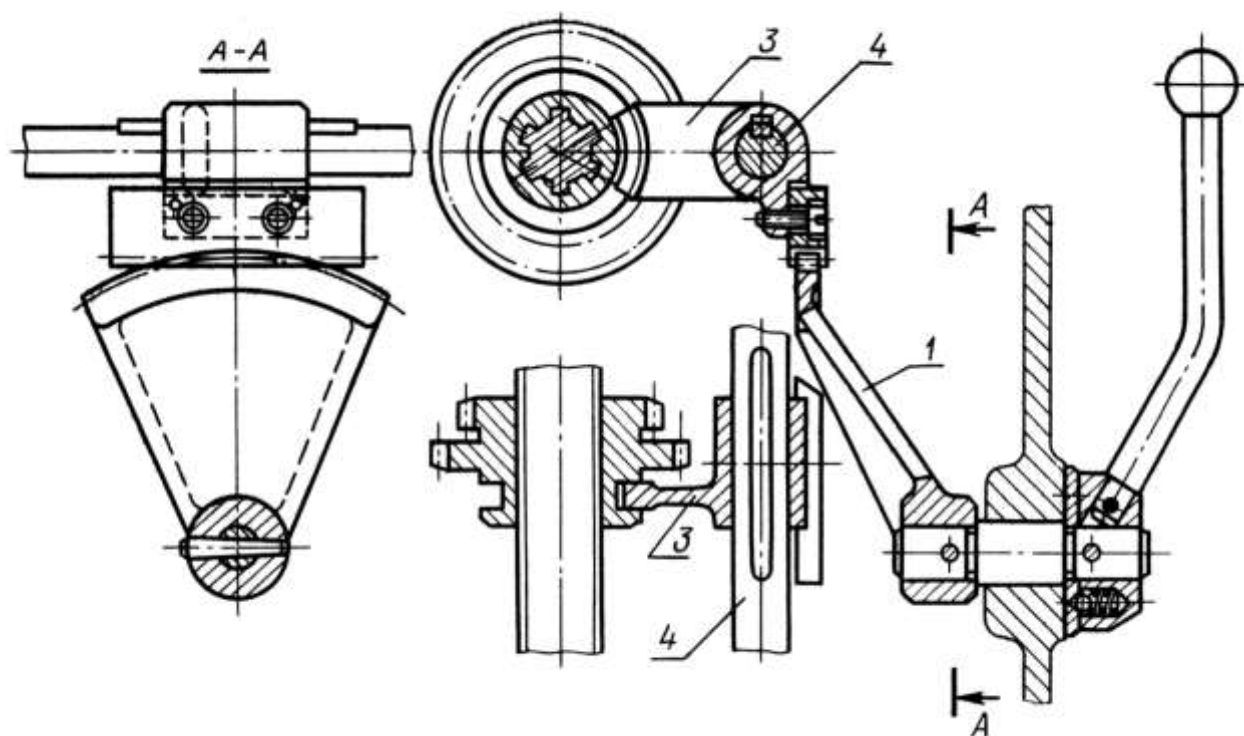


Рис. 21. Переключение ползуном с вилкой:
1 – рычаг; 3 – вилка; 4 – направляющая скалка

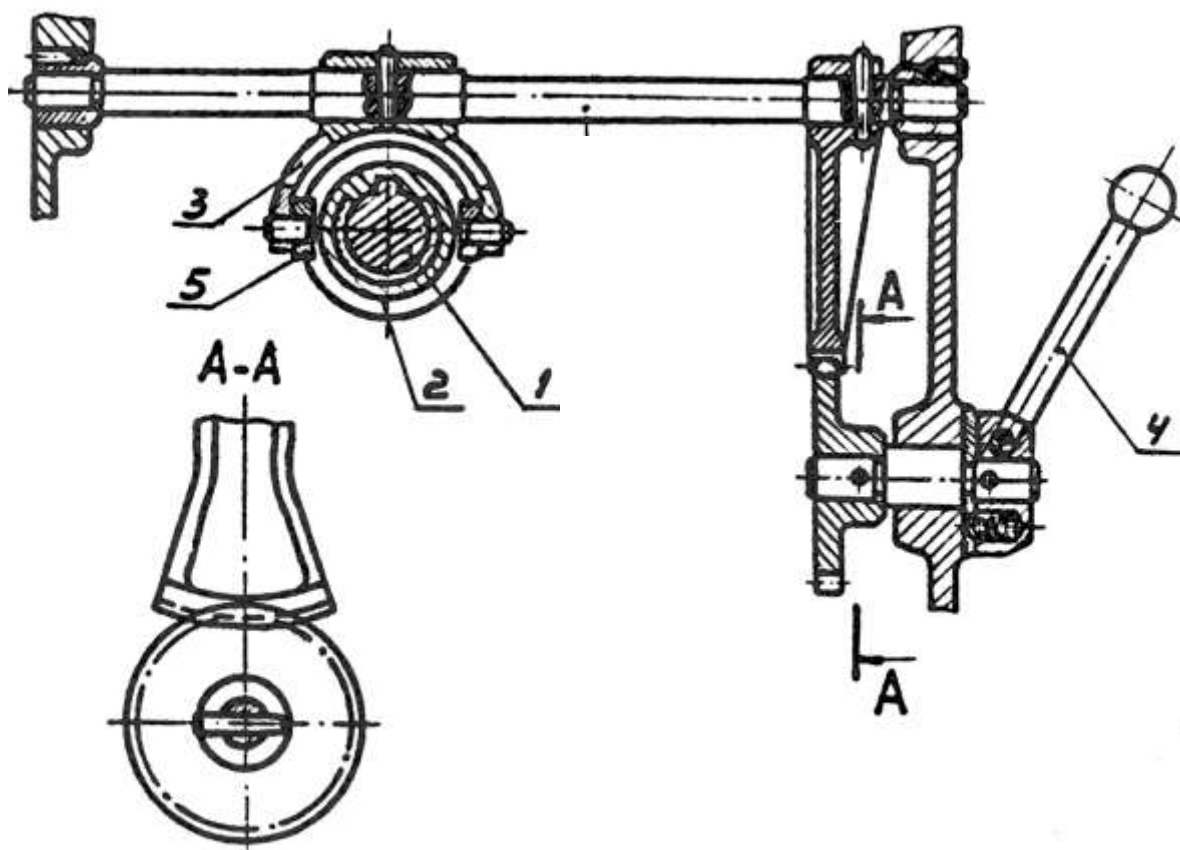


Рис. 22. Переключение зубчатым сектором:

1 – вал; 2 – передвижной блок; 3 – вилка; 4 – рычаг; 5 – переводные камни

При использовании схем, представленных на рис. 20, 22, следует учитывать, что конец рычага (вилки) описывает дугу радиусом R , а камень смещается по оси, рис 23. Для уменьшения влияния указанного смещения принято радиус рычага определять по формуле

$$R = A_1 + a, \text{ мм};$$

где A_1 – расстояние от оси вала зубчатого колеса до оси поворота рычага, мм;

a – половина высоты дуги, описываемой осью камня при перемещении зубчатого колеса из одного крайнего положения в другое, принимая $a \leq 0,3h$,

h – высота камня (рис. 24, а, б).

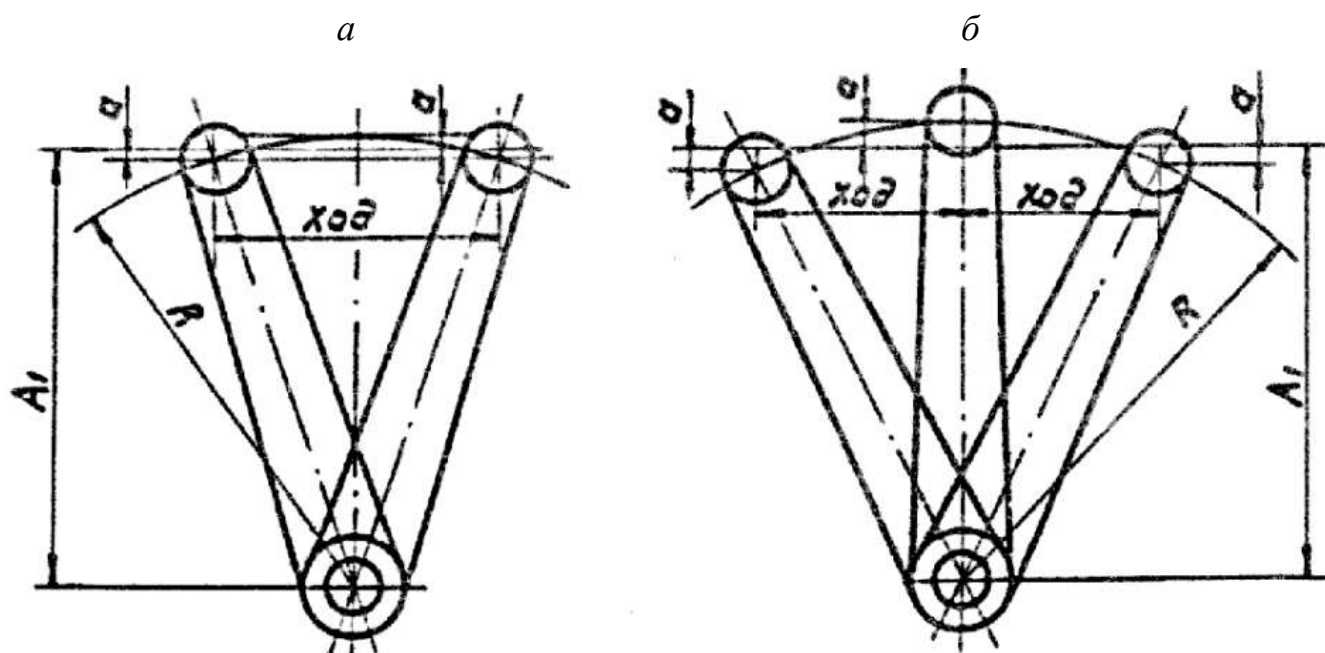


Рис. 23. Определение радиуса рычага:

a – на две скорости; *б* – на три скорости

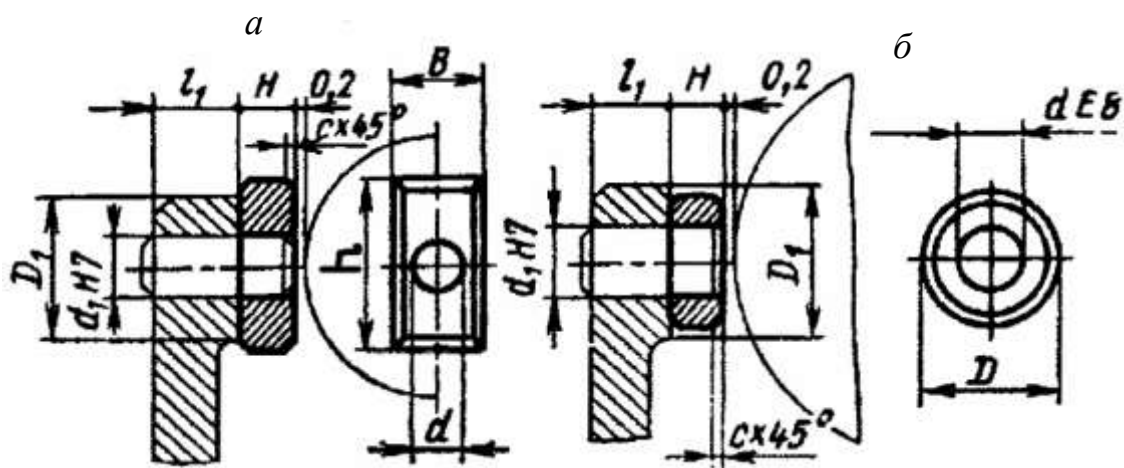
Схема, приведенная на рис. 23 *a*, используется для двойных блоков зубчатых колес, а схема, приведенная на рис. 23. *б*, для трехколесных блоков.

3.7.2 Конструирование комплектующих механизмов переключения скоростей

Конструирование переводных камней, роликов, вилок

Переводные камни изготавливаются из антифрикционного или серого чугуна, текстолита; в ответственных случаях – из безоловянистых бронз. Наиболее распространенная конструкция приведена на рис. 24. В этом случае фиксация штифта в рычаге осуществляется переходной посадкой.

Широкое применение в технике получили насадные камни. Возможные варианты крепления штифта, на котором расположен камень в рычаге, приведены на рис. 25. В механизмах, выполненных по рис.20; возможно использование вместо переводного камня обхватывающего сухаря (вилки), простейшие конструкции последнего приведены на рис. 25. Здесь же показаны варианты фиксации оси.



B, мм	D, мм	D ₁ , мм	H, мм	d, d ₁ , мм	h, мм	l ₁ , мм	C, мм	Штифт
10	10	14	5	5	18	8	0,5	5п6х2
12	12	16	6	6	22	10	0,5	6п6х12
16	16	20	8	8	28	12	1	8п6х18
20	20	26	10	10	36	14	1	10п6х22
25	25	32	13	13	45	16	1,5	13п6х26
32	32	40	16	16	56	22	1,5	16п6х35
40	40	50	20	20	70	24	2	20п6х40
50	50	60	25	25	85	30	2	25п6х50

Рис. 24. Конструкция переводных камней

а – переводной камень призматический, материал: СЧ21, текстолит, бронза;
б – переводной камень круглый, материал: сталь 49Х, закалка в масле HRC 48.

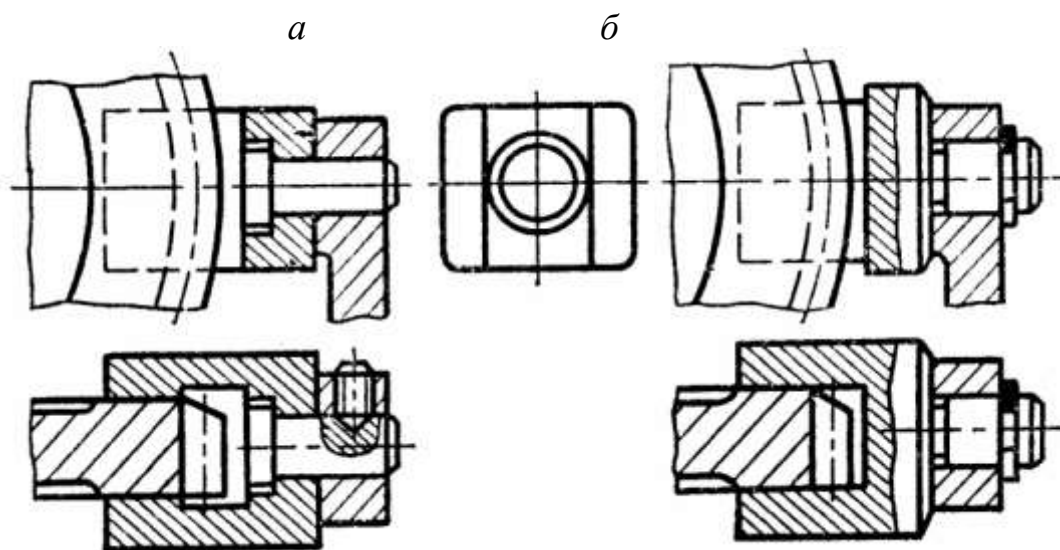


Рис. 25. Способы крепления штифта обхватывающего сухаря (вилки) в рычаге:

а – фиксация стопорным винтом *б* – фиксация стопорным кольцом

Переводные ролики применяются главным образом для передачи движения переводным рычагом в барабанных и дисковых управляющих механизмах. При вращении барабана или диска ролик, расположенный в пазе, получает заданное перемещение.

Конструирование направляющих скалок, рычагов, осей

В механизмах переключения передач вилки перемещаются по направляющим скалкам, выполняемым в виде цилиндрических стержней с полем допуска $h9$ по всей длине. Отверстия в корпусе под скалки выполняются с допуском $H7$. Различные способы фиксации скалок в корпусе и поля допусков приведены на рис. 26.

В механизмах, выполненных по рис. 21, переключающую вилку закрепляют неподвижно на скалке, а скалка перемещается в корпусе. Такие конструктивные решения приведены на рис. 27. Для определения размеров концевых участков рычагов можно воспользоваться приблизительными соотношениями (рис. 28):

$$d_{\text{ст}} = (1,5 - 1,6)d, \quad l_{\text{ст}} = (1,2 - 1,5)d,$$

где d – диаметр отверстия в бобышке рычага.

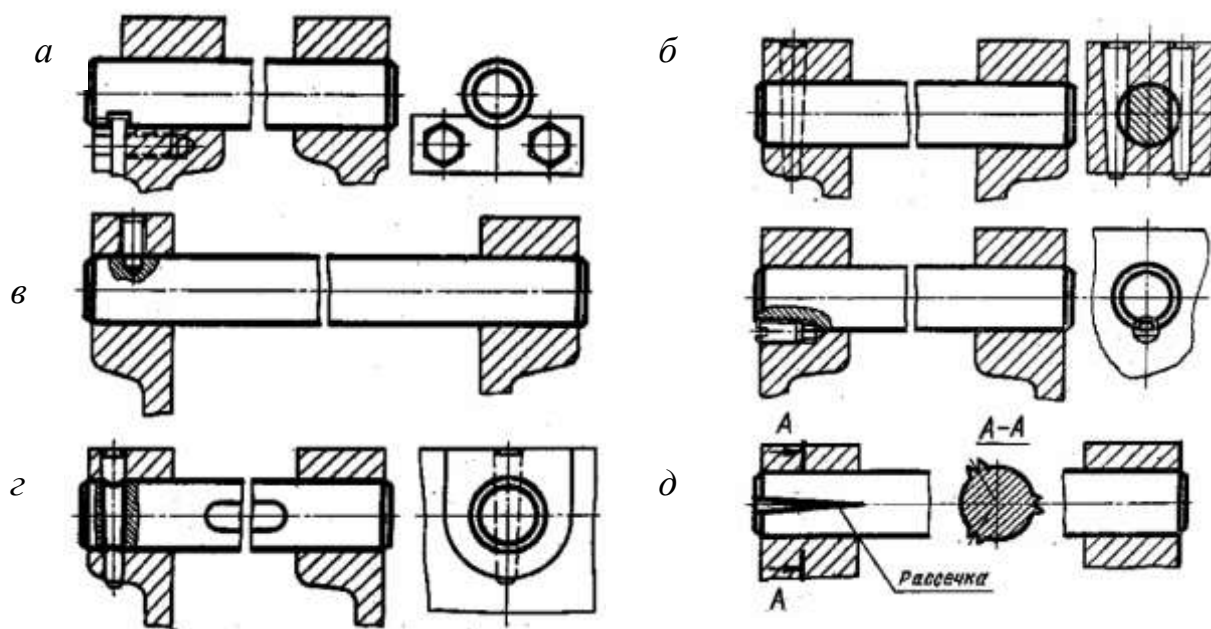


Рис. 26. Направляющие скалки:

а – стопорной планкой; *б* – двумя штифтами; *в* – стопорным винтами;

г – одним штифтом; *д* – рассечкой

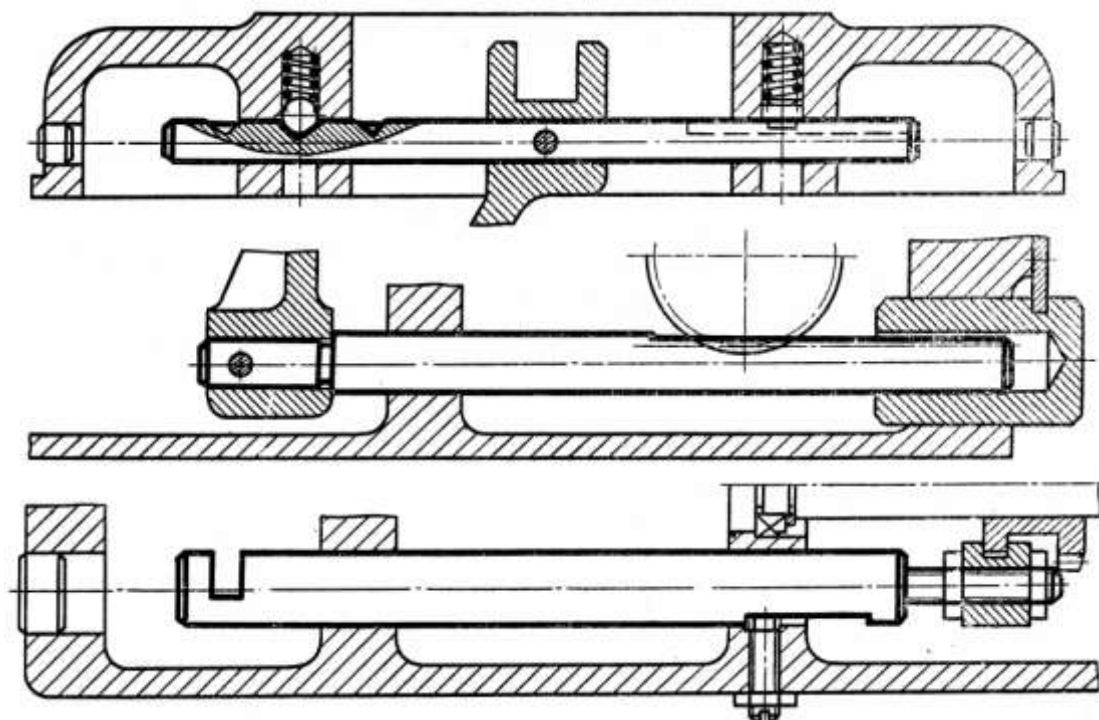


Рис. 27. Перемещающие скалки.

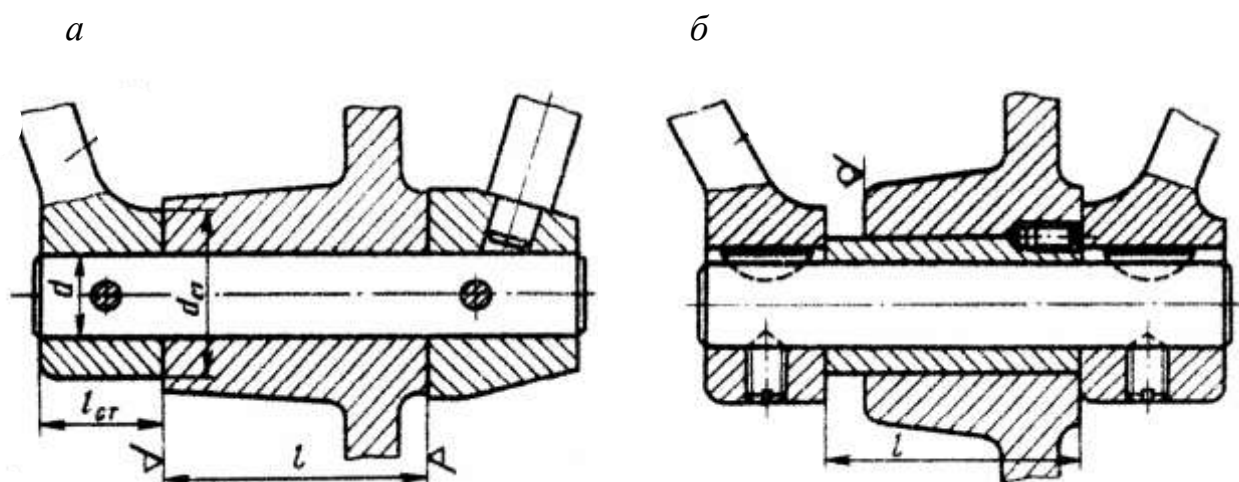


Рис. 28. Размеры бобышки рычага:
а – со сборной рукояткой; б – с цельной рукояткой

Рукоятки управления с рычагами сидят, как правило, на общей оси. Если используются короткие оси (рис. 29), имеющие одну опорную поверхность, то для обеспечения устойчивости длину опорного участка принимают равной $l = (2 - 2,5) \times d$, где d – диаметр оси. Помимо коротких осей используются и длинные, которые имеют две опорные поверхности (рис. 30).

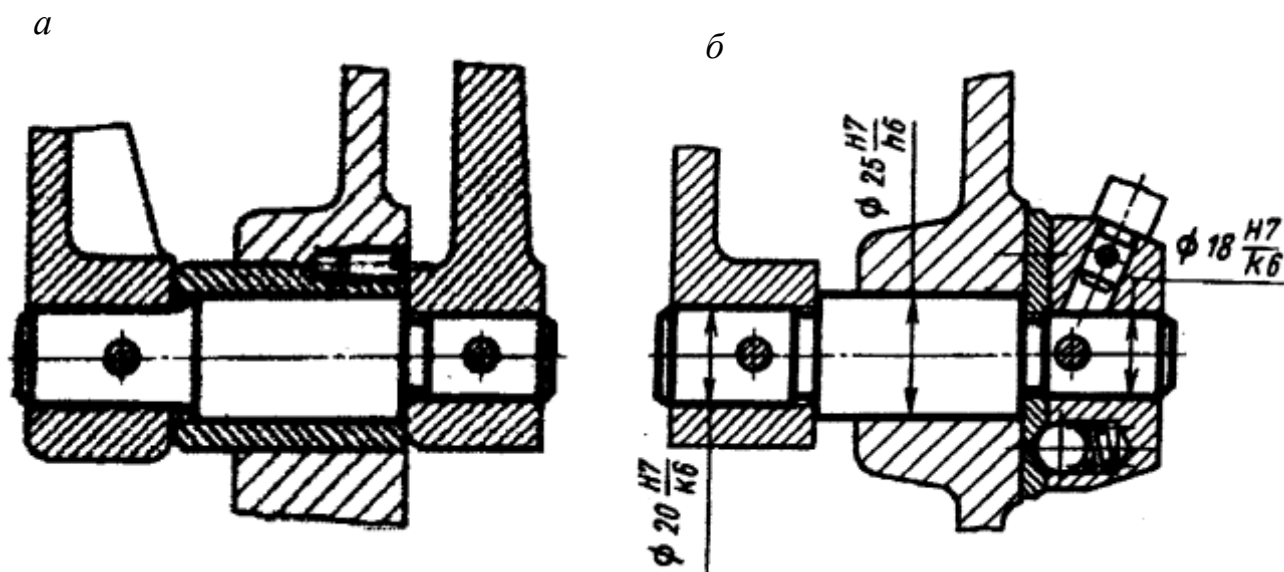


Рис. 29. Короткие оси:
(*a* – со сборной рукояткой; *б* – с цельной рукояткой)

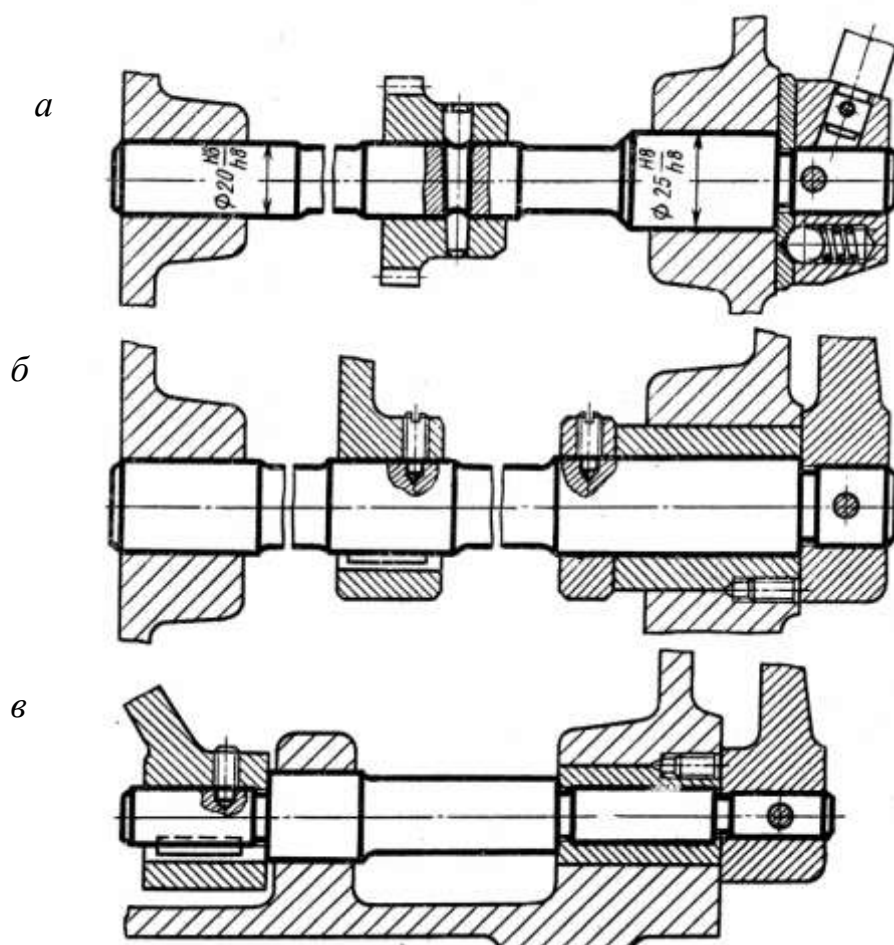


Рис. 30. Длинные оси:
a – с приводной шестерней; *б* – с рычагом; *в* – с консольным рычагом

Рукоятки управления в механизмах с ручным переключением могут быть сборными и цельными (рис. 31, а, б).

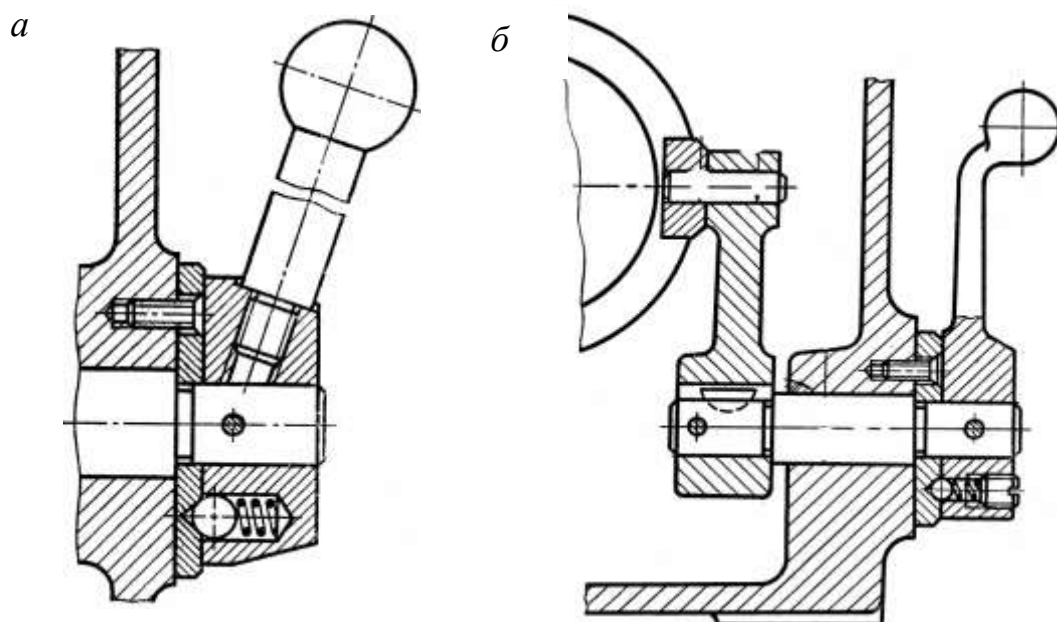
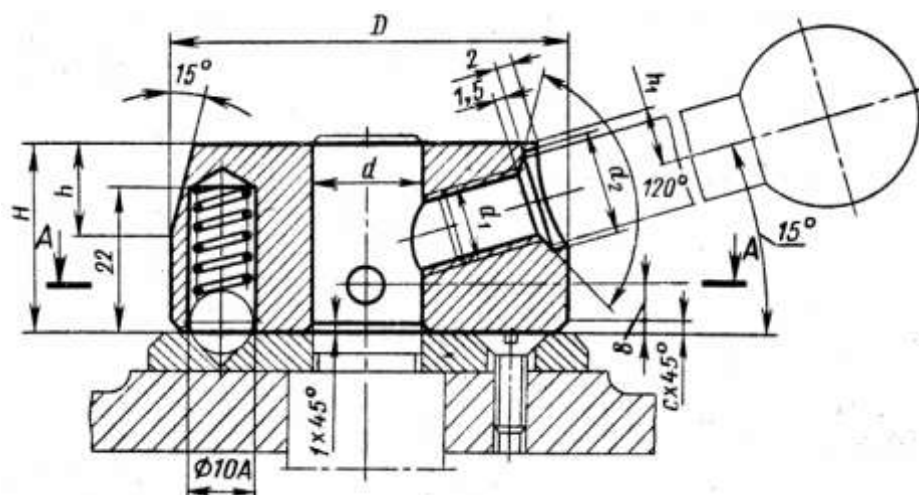


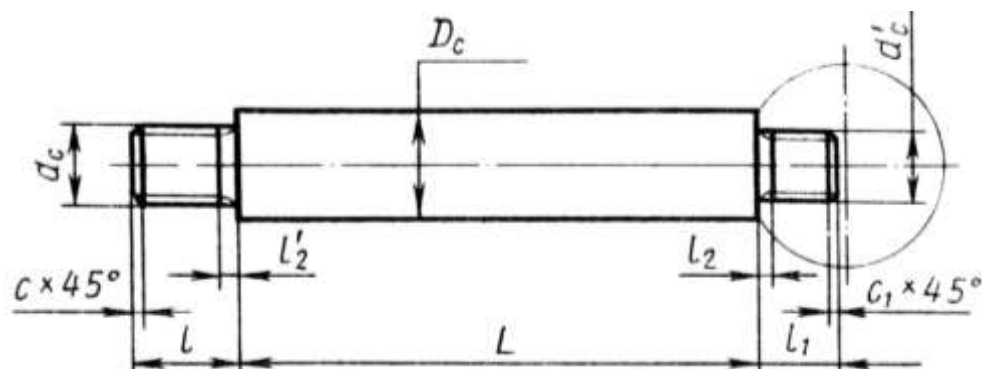
Рис. 31. Рукоятки управления:
а – сборная; б – цельная

Наиболее простые сборные конструкции состоят из ступицы, стержня, ручки, фиксирующего устройства. Размеры ступицы и стержней приведены на рис. 32, 33.



D, мм	d, мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	H, мм	h, мм	h ₁ , мм	C, мм
65	18	M12	17	30	18	10	2
80	22	M16	21	36	22	12	2,5

Рис. 32. Размеры ступицы рукояток переключения скоростей



D, мм	d _c , мм	d' _c , мм	l, мм	l ₁ , мм	C, мм	C ₁ , мм	l' ₂ , мм	l ₂ , мм	L, мм	L ₀ , мм
16	M12	M10	16, 20	12	1,8	1,2	2,2	1,8	65	80, 100, 125, 160
20	M16	M10	20, 25	20	2,0	1,8	2,6	2,6	160	200, 250, 320, 400

Рис. 33. Размеры стержней рукояток переключения

Механизм переключения скоростей фиксируется в каждом положении. Наиболее распространены варианты фиксирования механизмов подпружиненным шариком. Один из вариантов приведен на рис. 34.

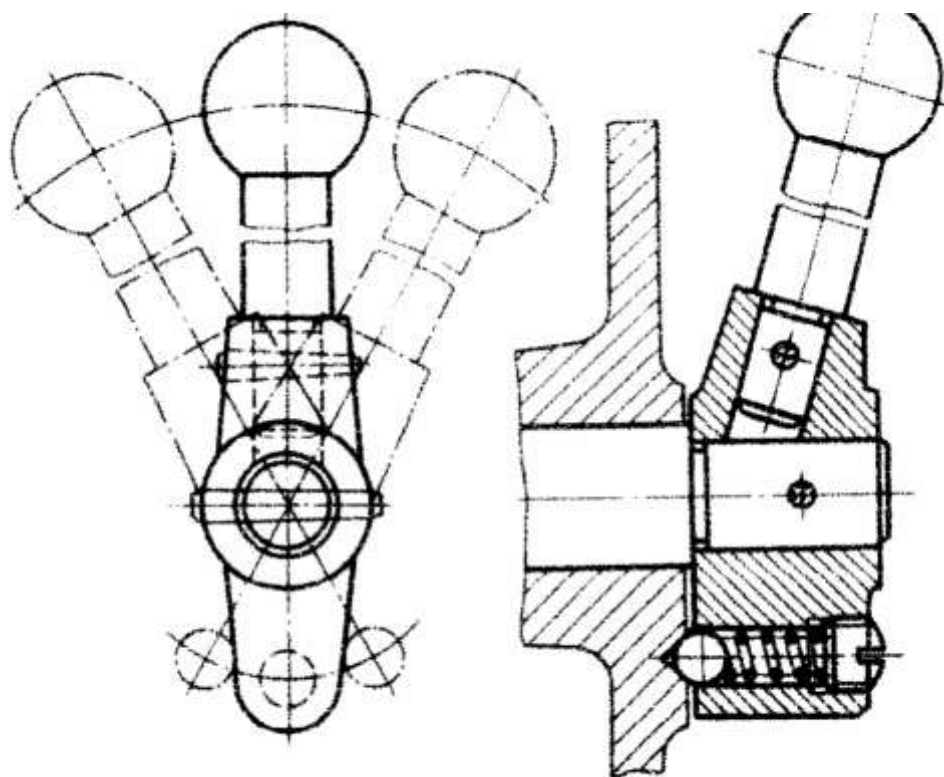


Рис. 34. Фиксация подпружиненным шариком

Если управление скоростями выполняется двумя рычагами, то по ошибке могут быть включены одновременно разные скорости одного и того же вала, в резуль-

тате возникает поломка деталей. Для предупреждения поломки применяют блокировочные устройства. Пример такого устройства приведен на рис. 35.

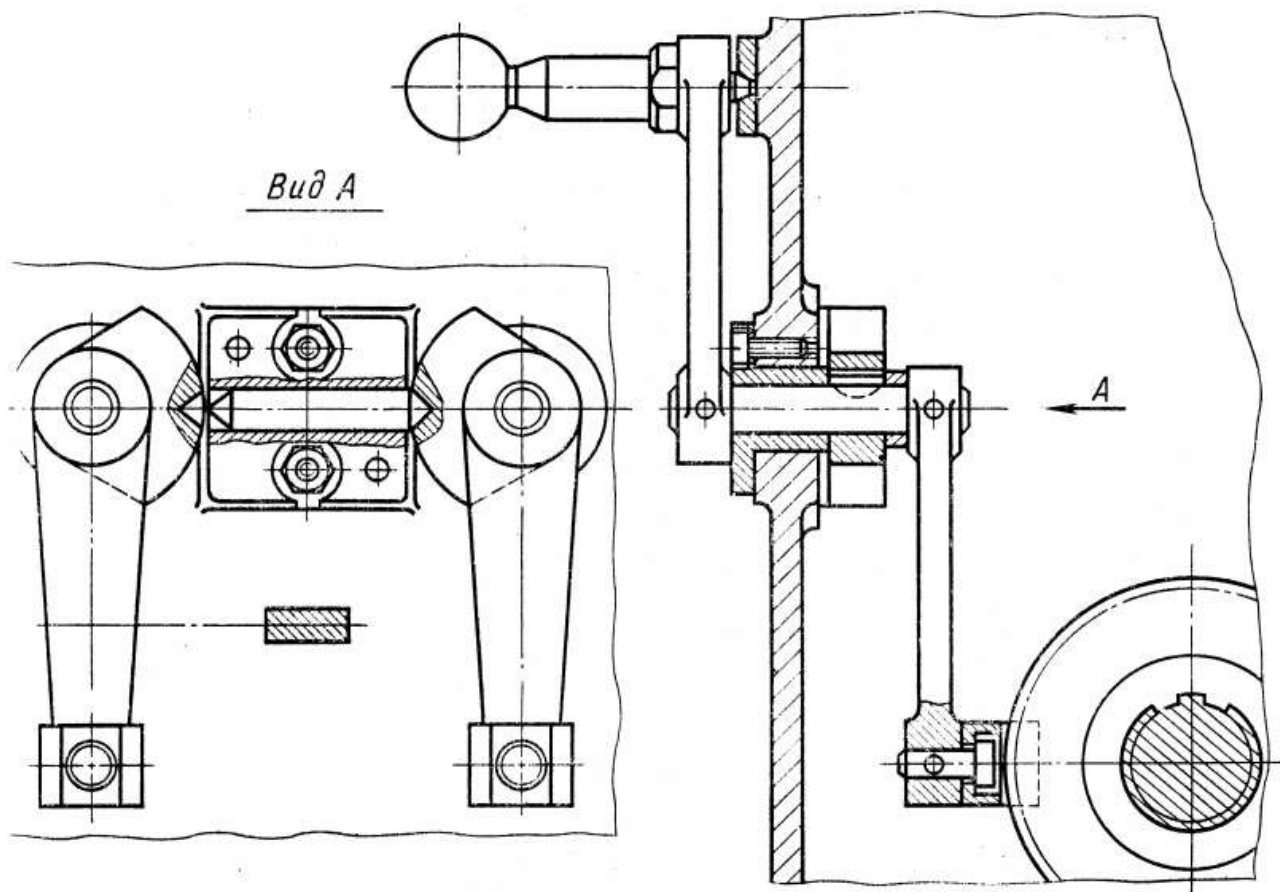


Рис. 35. Блокировочное устройство (блокировка стержнем)

Применение блокировочных устройств обязательно в том случае, если на одном валу расположены два блока зубчатых колес, которые могут одновременно передавать вращающий момент на второй вал.

3.8 Выбор системы смазки и конструирование смазочных устройств

Жидкую смазку применяют в металлорежущих станках при всех числах оборотов. В металлорежущих станках преимущественно используются два типа систем смазки: последовательная и импульсная. Схема последовательной смазочной системы приведена на рис. 36.

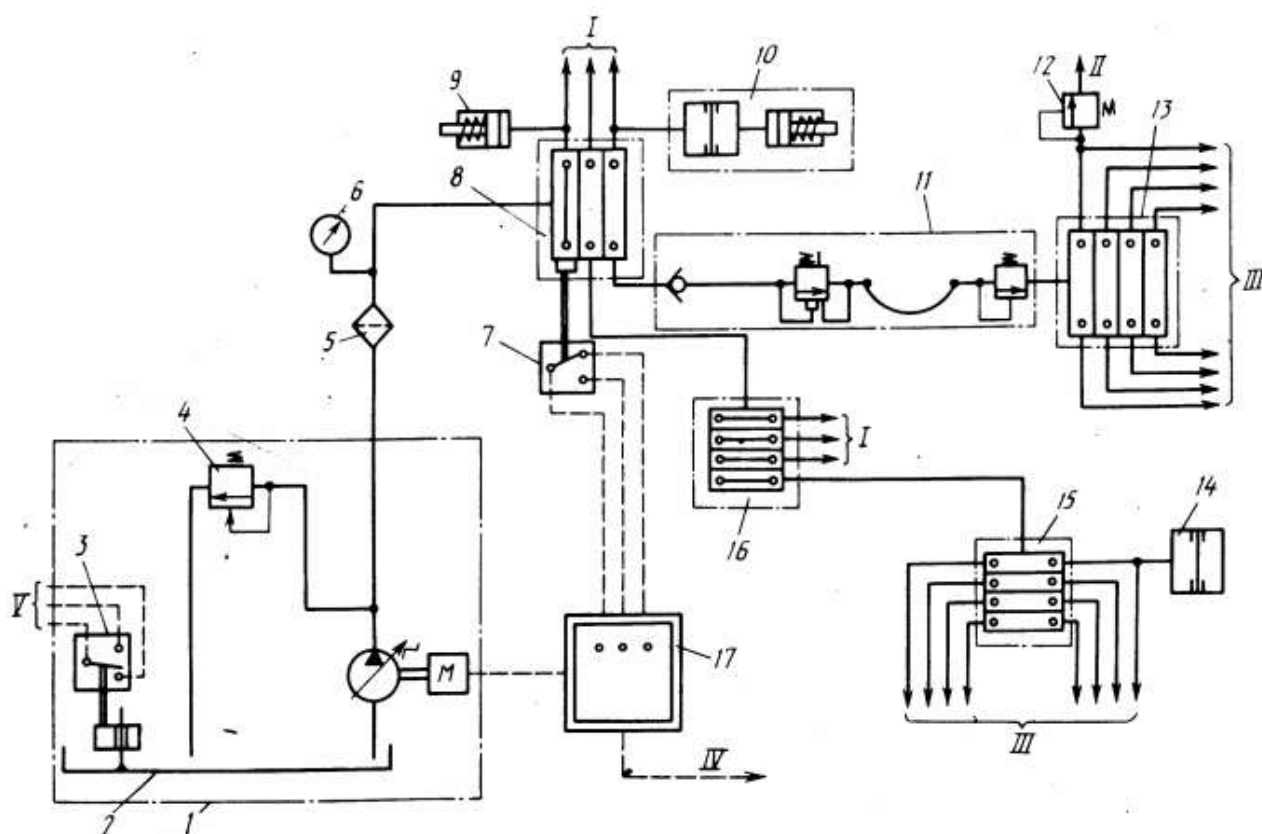
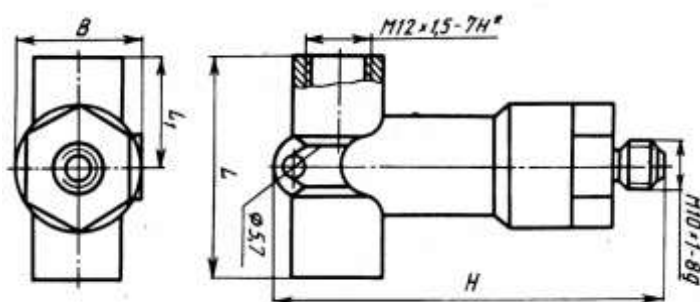


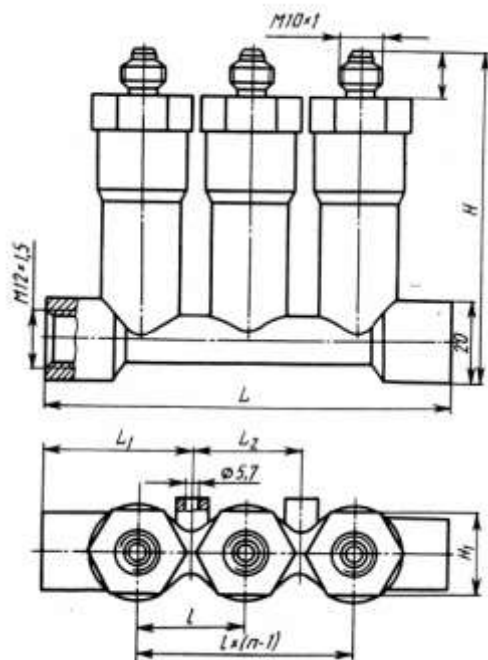
Рис. 36. Последовательная система смазки:

I – IV –питатели системы смазки

Работа системы смазки. Смазочная станция 1 с электрическим приводом, в состав которой входят резервуар 2, реле уровня 3, регулятор давления 4, фильтр 5, манометр 6, включается по команде, вырабатываемой прибором управления 17. Масло подводится к центральному питателю 8, от него — к смазочным точкам и к питателям 13 и 16 второго каскада, а затем к питателям 15 третьего каскада. После того как каждый плунжер совершит по два рабочих хода, цикл работы питателя заканчивается. В этот момент в прибор управления 17 поступает сигнал от датчика циклов 7. Смазочная станция отключается, а прибор управления начинает отсчитывать время паузы. Основные конструктивные параметры питателей приведены на рис. 37 и 38.



Испол- нение	H	L	L ₁	B
1	78	35	18	22
2	92	35	18	22
3	92	40	20	26



Испол- нение	H	H ₁	L	L ₁	L ₂	l	n
1	74	22	54	27	—	18	2
			72	27	18	18	3
			108	27	54	18	5
			54	27	—	18	2
2	87	22	72	27	18	18	3
			108	27	54	18	5
			64	27	—	18	2
3	87	26	90	33	25	25	3
			140	33	75	25	5

Рис. 38. Габаритные и присоединительные размеры одноотводных
и многоотводных импульсных питателей

Таблица 18

Границы применимости способов смазки

Смазка погружением	$d \times n = 55\,000 - 80\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$
Смазка разбрызгиванием	$d \times n = 225\,000 - 320\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$
Циркуляционная смазка	$d \times n = 420\,000 - 600\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$
Капельная смазка	$d \times n = 280\,000 - 400\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$
Смазка масляным туманом	$d \times n = 550\,000 - 800\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$
Смазка впрыскиванием	$d \times n = 750\,000 - 1000\,000 \text{ мм} \times \text{об/мин}$

Циркуляционная смазка применяется в первую очередь для шпиндельных узлов, работающих при напряженных режимах (значительные числа оборотов,

высокие нагрузки). Циркуляционная система смазки включает в себя систему охлаждения смазки. В большинстве станков система циркуляционной смазки – общая для шпинделя и коробок скоростей. Поскольку радиально-упорные подшипники (шариковые и роликовые) производят насосное действие, смазку следует подавать в зону всасывания. При выходе смазки из нижнего подшипника она поступает в ванну с хорошим уплотнением.

Капельная смазка. Дозировка объема поступающей в подшипник смазки осуществляется с помощью игольчатых капельных или фитильных капельных масленок. При капельной смазке тепловыделение в подшипниках невелико и поэтому ее широко применяют для смазки цилиндророликовых подшипников шпиндельных узлов. При капельной смазке масло из подшипника обычно стекает в общую систему смазки станка и для смазки подшипников шпинделя повторно не используется.

Смазка масляным туманом. Достоинства этой смазки заключаются в том, что в подшипники подается малое количество смазки, осуществляется интенсивное охлаждение подшипника сжатым воздухом, избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует проникновению в подшипники внешнего загрязнения, подшипники постоянно и равномерно обеспечиваются смазкой. Масляный туман образуется с помощью специальных приборов – туманообразователей.

Смазка впрыскиванием. Для смазки подшипников, работающих в особо напряженных условиях (очень высокие числа оборотов, высокие температуры), применяется смазка впрыскиванием.

Смазка подается в подшипник через три-четыре сопла, расположенные по окружности подшипника в зазор между сепаратором и кольцом подшипника под давлением до 40 МПа. Масло впрыскивается периодически; темп подачи масла устанавливается с помощью электромагнитных дозаторов. Выбор вязкости масел для смазки шпиндельных узлов приведен в табл. 19.

Конструкции смазочных узлов приведены на рис. 39. Пример изображения смазочных устройств на чертежах приведен на рис. 40.

Выбор вязкости масел для смазки шпиндельных узлов

Тип станка	Скоростной параметр $d \times n_{\max}$ мм \times об/мин		Вязкость в сантистоксах (сст)
	Для подшипников особо легкой серии	Для подшипников легкой и средней серии	
Шлифовальный	< 240 000	< 170 000	12 – 23
	> 240 000	> 170 000	6 – 10
Токарный	< 80 000	< 55 000	24 – 55
	> 80 000	> 55 000	17 – 32
	> 240 000	> 170 000	12 – 23
Расточный	< 80 000	< 55 000	34 – 55
	> 80 000	> 55 000	17 – 32
Фрезерный и сверлильный	< 160 000	< 110 000	17 – 32
	> 160 000	> 110 000	12 – 23

Примечания: Для систем смазки шпиндельных узлов, общих с приводом, вязкость масла увеличивается в 1,5 – 2 раза.

При смазке масляным туманом рекомендуется выбирать более вязкие масла.

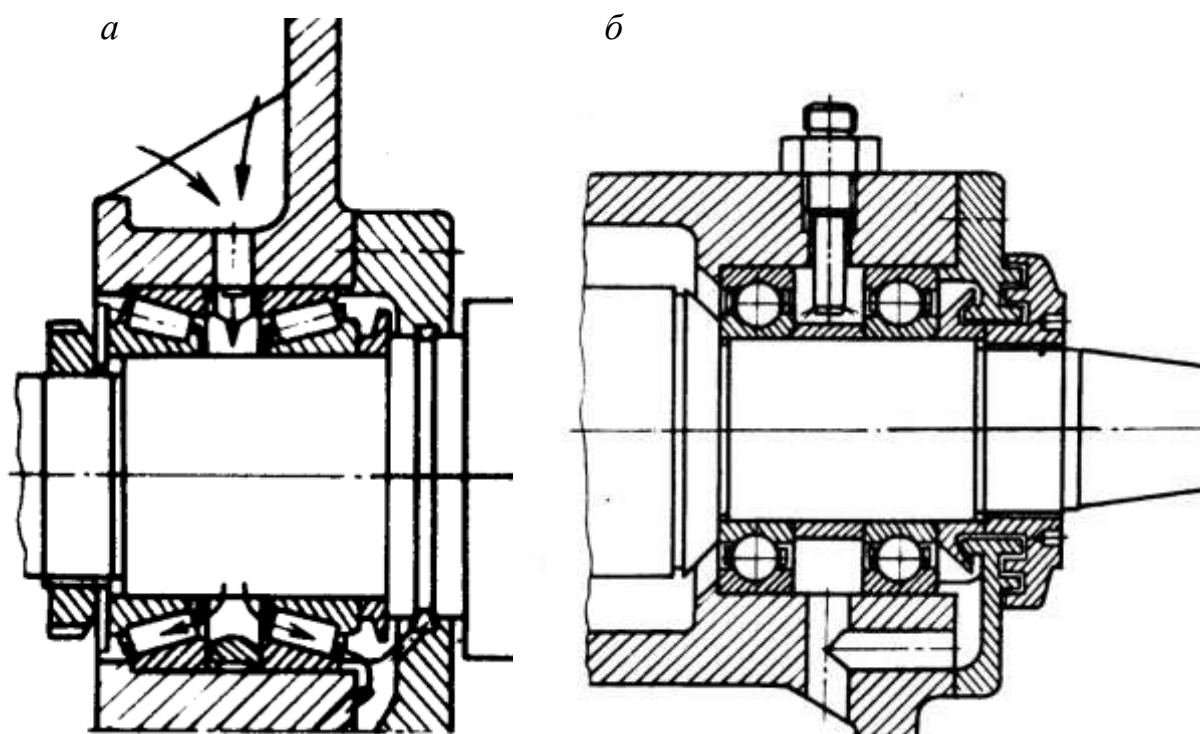


Рис. 39. Варианты конструкции смазочных устройств, обеспечивающих:

a – циркуляционную смазку; *б* – смазку впрыскиванием

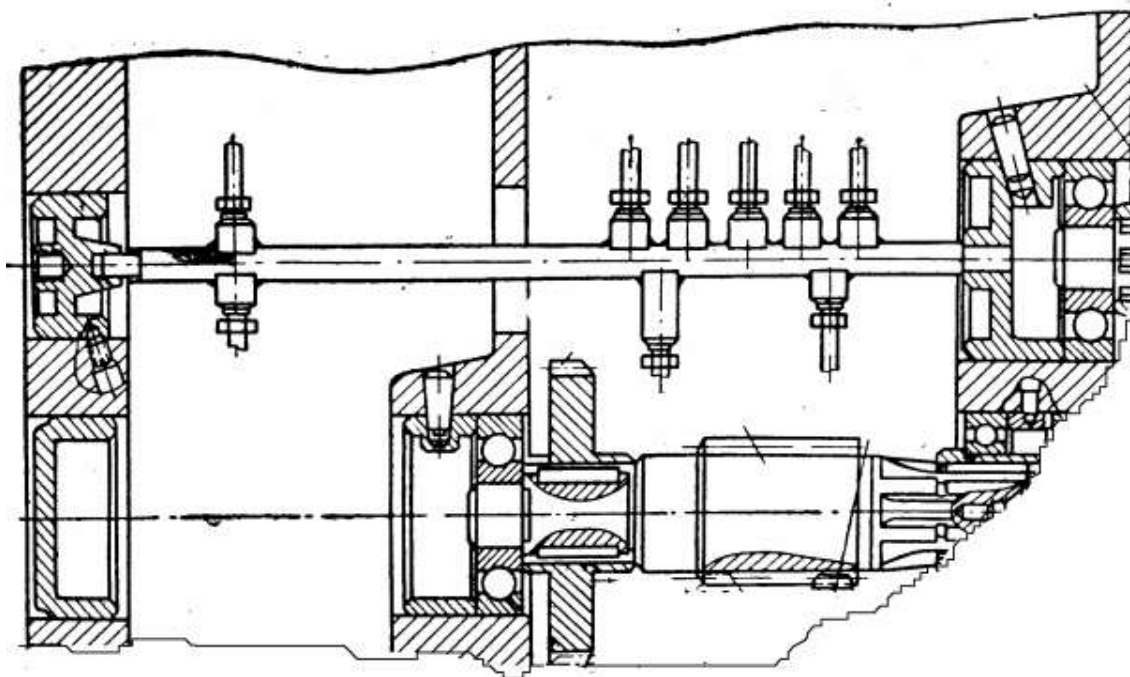


Рис. 40. Изображение смазочных устройств на чертежах

В курсовом проекте смазочные устройства изображаются на чертеже раз-
вертки коробки скоростей.

3.9 Выбор посадок

На чертеже развертки коробки скоростей указываются присоединитель-
ные и посадочные размеры. Выбор посадок производится при разработке конст-
рукции коробки в соответствии с условиями:

- наибольшие возможные интервалы допусков;
- большая точность должна быть у вала, так как растачивание отверстия представляет собой более сложную операцию;
- при наличии большого зазора высокая точность не требуется, и наобо-
рот.

В табл. 20 приведены посадки, характерные для цилиндрических сопря-
жений в коробках скоростей.

Посадки подшипников качения. Посадку наружного кольца подшипника
в корпус назначают в системе вала, а внутреннего кольца на вал – в системе от-

верстия. В зависимости от класса точности подшипников установлено обозначение полей допусков среднего диаметра d_m внутреннего кольца подшипника – L0, L6, L5, L4, L2, среднего диаметра D_m наружного кольца l0, l6, l5, l4, l2. Выбор посадок колец определяется характером их нагружения (прил. 13).

Таблица 20

Основные сведения по применению посадок

Случаи использования	Вал	Отверстие				
		H5	H6	H7	H8	H9
Примеры посадок с зазором						
Точное центрирование Стаканы в подшипниках качения в станках и редукторах Распорные кольца Сменные колеса	h		5 — — —	— 6 8 —	— 7 8 —	— — — 9
Гарантированный небольшой зазор: шпиндели сверлильных станков передвижные блоки колес коробок скоростей	g	— 4	— 5	— 6	— —	— —
Легкоподвижные соединения при хорошей смазке Центрирование больших крышек	e	— —	— —	8 7	8 —	9 —
Большие скорости вращения и малые давления. Валы под уплотнение	c	—	—	—	9	9
Примеры переходных посадок						
Близки к соединениям с зазором. Заменяют H6 / h5 для стабильности центрирования	js	—	—	6	—	—
Зазоры близки к нулю. Центрирование хорошее. Посадки шкивов, зубчатых колес, муфт с применением шпонок и штифтов	k	—	—	6	—	—
Статические и малые динамические нагрузки. Разборка редкая	m	—	—	6	—	—
Примеры посадок с натягом						
Тонкостенные детали. Наибольшие нагрузки. Втулки скольжения	p	—	—	6	—	—
Без дополнительного крепления (концы валов) при небольших нагрузках	r	—	—	6	—	—
Средние и ударные нагрузки. Без дополнительных креплений. Блоки колес со шпонкой	s	—	—	6	7	—

Примечание. Цифры под отверстием относятся к букве и обозначают посадку на вал.

В прил. 14 на рис. 1 – 3 приведены посадки, характерные для шпоночных и шлицевых соединений.

3.10 Вычерчивание коробки скоростей

Чертеж коробки скоростей выполняется на двух листах формата А1. Первый лист – развертка коробки скоростей. Второй лист – свертка коробки скоростей. На обоих листах выполняется рамка и основная надпись по форме 1. На обоих чертежах коробки скоростей чертежу должны быть указаны:

- номера позиций составных частей коробки;
- габаритные размеры коробки;
- размеры, предельные отклонения и другие параметры, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу;
- технические требования;
- техническая характеристика (при необходимости).

На сборочном чертеже все составные части сборочной единицы нумеруются в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации этой сборочной единицы. Номера позиций указывают на полках линий-выносок. Толщина линий-выносок должна быть такой же, как у размерных линий на данном чертеже (сплошная тонкая). Толщина линии-полки должна равняться толщине линии-выноски. Линию-выноску заканчивают точкой. Размер шрифта номеров позиций должен быть на один-два номера выше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Номера позиций указывают на тех изображениях, на которых соответствующие составные части проецируются как видимые (как правило, на основных видах и заменяющих их разрезах).

Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии.

Чертеж развертки коробки скоростей должен иметь технические требования. Технические требования к чертежу излагают, группируя однородные и близкие по своему характеру требования по возможности в следующей после-

довательности:

1. Число ступеней коробки Z .
2. Знаменатель геометрического ряда ϕ .
3. Мощность электродвигателя P .
4. Вращающий момент на шпинделе T .

Технические требования располагают над основной надписью. Между техническими требованиями и основной надписью не допускается помещать изображения, таблицы и т. п.

Ширина колонки текста – не более 185 мм. Расстояние между текстом и основной надписью – не менее 20 мм.

Примеры чертежей развертки и свертки коробки скоростей приведены в прил. 15 и 16 соответственно.

Для проектируемой коробки скоростей должна быть составлена спецификация, которая определяет состав коробки. Спецификацию составляют на отдельных листах на формах 1 и 1а. Правила выполнения спецификации приведены в ГОСТ 2.106–68.

Спецификация в общем случае состоит из разделов, которые располагают в следующей последовательности: документация; комплексы; сборочные единицы; детали; стандартные изделия; прочие изделия; материалы; комплекты.

Наличие тех или иных разделов определяется составом изделия. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. Пример составления спецификации приведен в прил. 17.

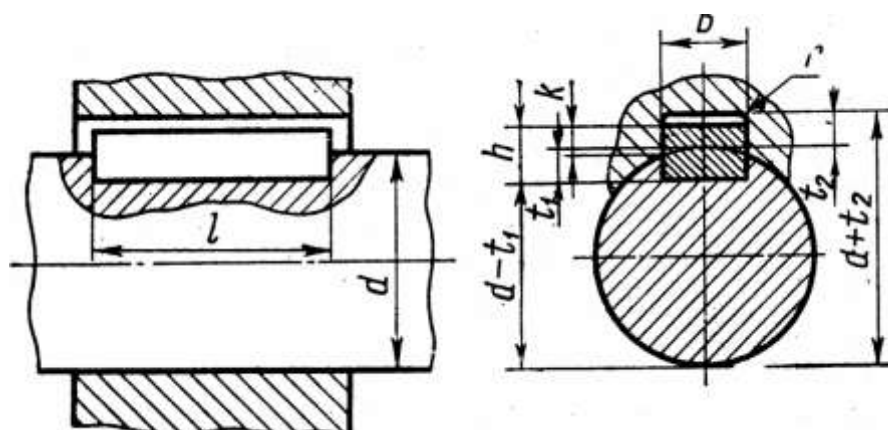
Заключение

В учебном пособии описана методика выполнения курсового проекта по дисциплине «Оборудование отрасли», приведены подробные методические указания по проектированию, расчету и конструированию деталей и узлов коробок скоростей. Особое внимание уделено проектированию и расчету шпиндельных узлов, механизмов переключения коробок скоростей и смазочных систем.

Типовые расчеты деталей коробки скоростей (проверочный расчет валов, расчет подшипников на долговечность и т.д.) рекомендуется производить по методикам, известным из курса деталей машин.

Библиографический список

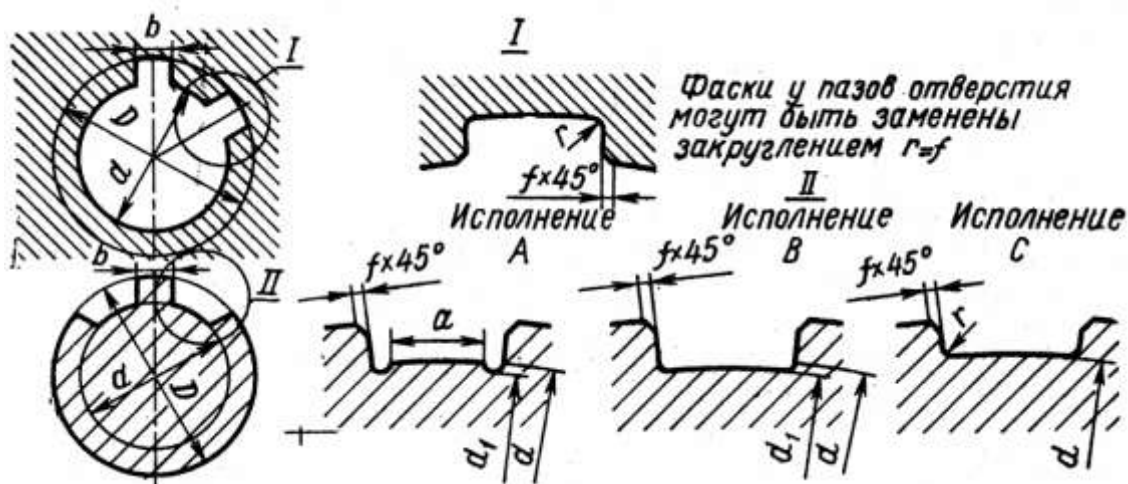
1. *Веикуров В.И., Мирошин Д.Г.* Задания и методические указания к выполнению контрольной работы по дисциплине «Оборудование отрасли: металло-режущие станки» – Екатеринбург: Изд-во – Рос. гос. проф.- пед. ун-та, 2003. – 41 с.
2. *Гузенков П.Г.* Детали машин: Учеб. пособие для студентов вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2 т. // Под. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972.- т. 2. – 520 с.
4. Детали машин: атлас конструкций: Учеб. пособие для вузов / Под ред. Д.Н. Решетова – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
5. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.; Высш. шк., 1990. – 399 с.
6. *Кочергин А.И.* Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Минск.: Вышэйш. шк., 1991. – 382 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроит. спец. техникумов. 2-е изд., перераб. и доп. / *С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, и др.* – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
8. *Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н.* Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование: Учеб. пособие. – Киев: Вища шк., 1987. – 152 с.
9. *Проников А.С.* Расчет и конструирование металлорежущих станков. – М.: Высш. шк., 1968. – 431 с.
10. Расчет валов и зубчатых передач коробок скоростей: Метод. указания к курсовому и дипломному проектированию / Сост.: Е.В. Кусова, Н.Ш. Ардаширов. Урал. гос. техн. ун-т. – Екатеринбург. 1996. – 23 с.
11. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.



Соединения призматическими шпонками

d	b	h	t ₁	t ₂	r (S)	L	
						от	до
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08 – 0,16	6	20
Св 8 до 10	3	3	1,8	1,4		6	36
Св 10 до 12	4	4	2,5	1,8		8	45
Св 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16 – 0,25	10	56
Св 17 до 22	6	6	3,5	2,8		14	70
Св 22 до 30	8	7	4	3,3		18	90
Св 30 до 38	10	8	5	3,3	0,25 – 0,4	22	110
Св 38 до 44	12	8	5	3,3		28	140
Св 44 до 40	14	9	5,5	3,8		36	160
Св 50 до 58	16	10	6	4,3		45	180
Св 58 до 65	18	11	7	4,4		50	200
Св 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4 – 0,6	56	220
Св 75 до 85	22	14	9	5,4		63	250
Св 85 до 95	25	14	9	5,4		70	280
Св 95 до 110	28	16	10	6,4		80	320
Св 110 до 130	32	18	11	7,4		90	360
Св 130 до 150	36	20	12	8,4	0,7 – 1,0	100	400
Св 150 до 170	40	22	13	9,4		100	400
Св 170 до 200	45	25	15	10,4		110	450

Ряд длин шпонок по СТ СЭВ 189-75: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

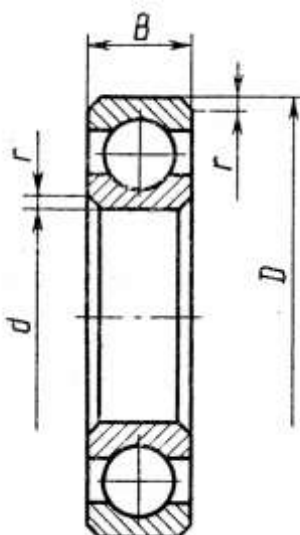


Прямоугольные фланцевые соединения

Номинальный размер	b	d ₁	a	f		r не бо- лее
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
Соединения легкой серии						
1	2	3	4	5	6	7
6 × 23 × 26	6	22,1	3,54	0,3	+ 0,2	0,2
6 × 26 × 30	6	24,6	3,85			
6 × 28 × 32	7	26,7	4,03			
8 × 32 × 36	6	30,4	2,71	0,4	+ 0,2	0,3
8 × 36 × 40	7	34,5	3,46			
8 × 42 × 46	8	40,4	5,03			
8 × 46 × 50	9	44,6	5,75			
8 × 52 × 58	10	49,7	4,89	0,5	+ 0,3	0,5
8 × 56 × 62	10	53,6	6,38			
8 × 62 × 68	12	59,6	7,31			
10 × 72 × 78	12	69,6	5,45			
10 × 82 × 88	12	79,3	8,62			
10 × 92 × 98	14	89,4	10,08			
10 × 102 × 108	16	99,9	11,49			
10 × 112 × 120	18	108,8	10,72			
Соединения средней серии						
6 × 11 × 14	3	9,9	—	0,3	+ 0,2	0,2
6 × 13 × 16	3,5	12,0	—			
6 × 16 × 20	4	14,5	—			
6 × 18 × 22	5	16,7	—			
6 × 21 × 25	5	19,5	1,95			
6 × 23 × 28	6	21,3	1,34			

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7
6 × 26 × 32	6	23,4	1,65	0,4	+ 0,2	0,3
6 × 28 × 34	7	25,9	1,70			
6 × 32 × 38	6	29,4	—			
6 × 36 × 42	7	33,5	1,02			
8 × 42 × 48	8	39,5	2,57			
8 × 46 × 54	9	42,7	—	0,5	+ 0,3	0,5
8 × 52 × 60	10	48,7	2,44			
8 × 56 × 65	10	52,2	2,50			
8 × 62 × 72	12	57,8	2,40			
10 × 72 × 82	12	67,4	—			
10 × 82 × 92	12	77,1	3,0			
10 × 92 × 102	14	87,3	4,5			
10 × 102 × 112	16	97,7	6,3			
10 × 112 × 120	18	106,3	4,4			
Соединения тяжелой серии						
10 × 16 × 20	2,5	14,1	—	0,3	+ 0,2	0,2
10 × 18 × 23	3	15,6	—			
10 × 21 × 26	3	18,5	—			
10 × 23 × 29	4	20,3	—			
10 × 26 × 32	4	23,0	—	0,4	+ 0,2	0,3
10 × 28 × 35	4	24,4	—			
10 × 32 × 40	5	28,0	—			
10 × 36 × 45	5	31,3	—			
10 × 42 × 52	6	36,9	—			
10 × 46 × 56	7	40,9	—	0,5	+ 0,3	0,5
16 × 52 × 60	5	47,0	—			
16 × 56 × 65	5	50,6	—			
16 × 62 × 72	6	56,1	—			
16 × 72 × 82	7	65,9	—			
20 × 82 × 92	6	75,6	—			
20 × 92 × 102	7	85,5	—			
20 × 102 × 115	8	98,7	—			
20 × 112 × 125	9	104,0	—			

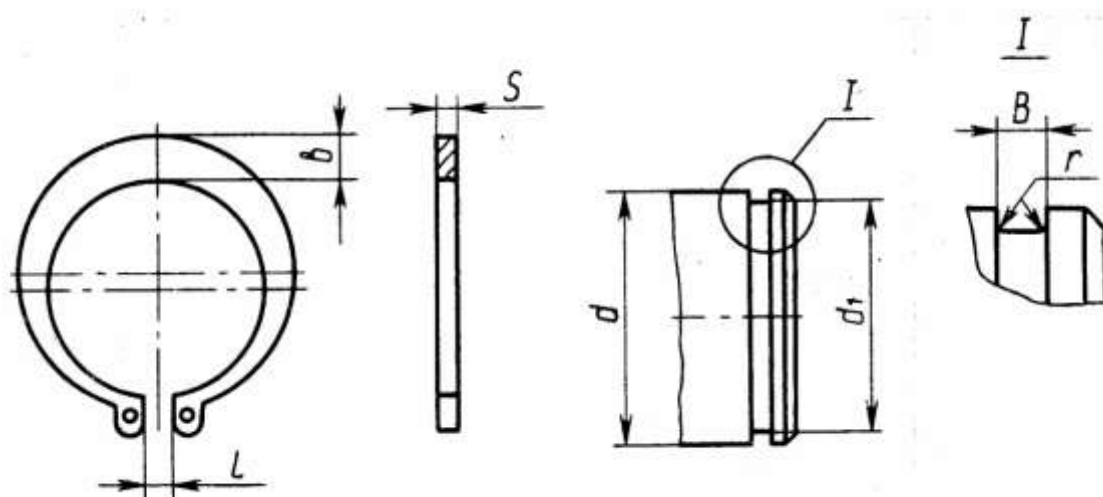


Конструктивные параметры подшипников шариковых радиальных однорядных

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность кН	
	d	D	B	r	C _r	C _{0r}
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,96
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,0

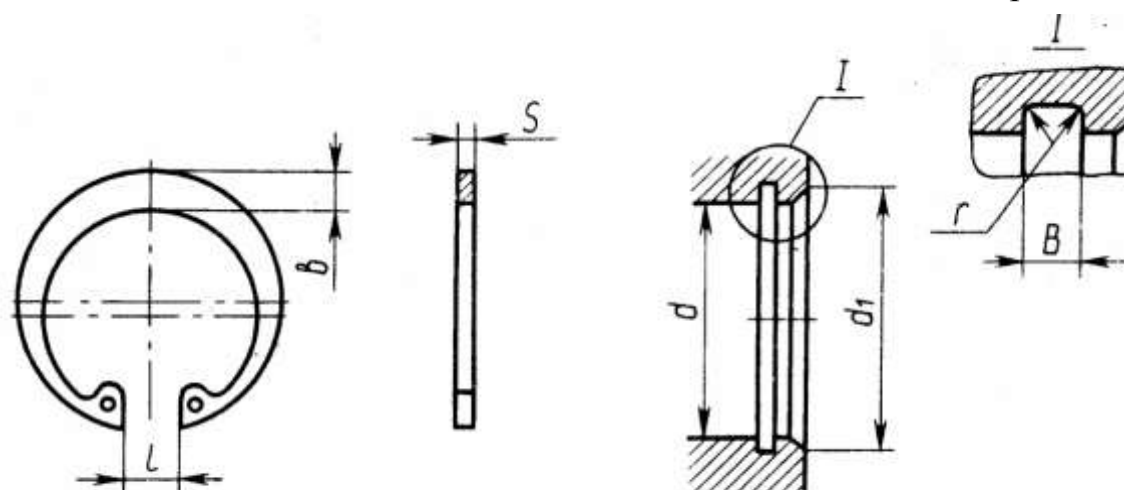
Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7
Тяжелая серия						
404	20	80	21	2,5	36,4	20,4
405	25	90	23	2,5	47,0	26,7
406	30	100	25	2,5	55,3	31,0
407	35	110	27	3,0	63,7	36,5
408	40	120	29	3,0	76,1	45,5
409	45	130	31	3,5	87,1	52,0
410	50	140	33	3,5	100,0	63,0
411	55	150	35	3,5	108,0	70,0
412	60	160	37	3,5	119,0	78,1
413	65	180	42	4,0	143,0	105,0
414	70	200	28	4,0	163,0	125,0
415	75	210	52	5,0	174,0	135,0



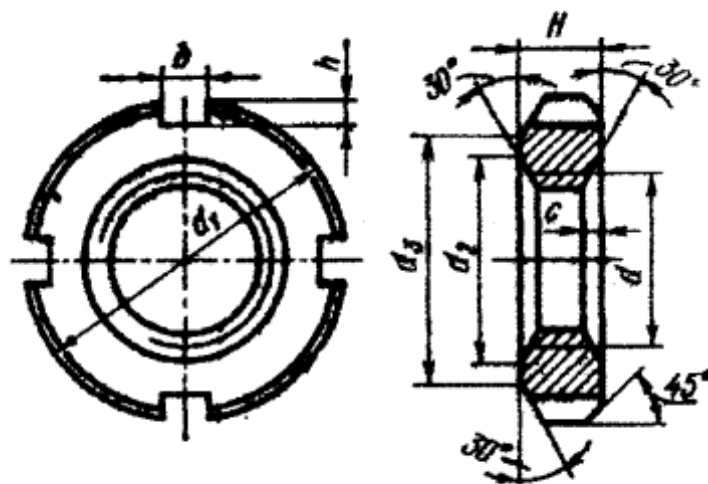
Кольца пружинные стопорные наружные

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо		
	d ₁	B	r _{наиб}	S	b	L
20	18,6	1,4	0,1	1,2	3,2	3
22	20,6					
23	21,5					
24	22,5	1,4	0,1	1,2	3,6	
25	23,5					
26	24,5					
28	26,5	1,4	0,1	1,2	4,0	
29	27,5					
30	28,5					
32	30,2	1,4	0,1	1,2	4,4	
34	32,2					
35	33,0	1,9	0,2	1,7	4,9	6
36	34,0					
37	35,0					
38	36,0					
40	37,5	1,9	0,2	1,7	5,5	
42	39,5					
45	42,5					
46	43,5					
48	45,5					
50	47,0	2,2	0,2	2,0	6,0	
52	49,0					
54	51,0					
55	52,0					



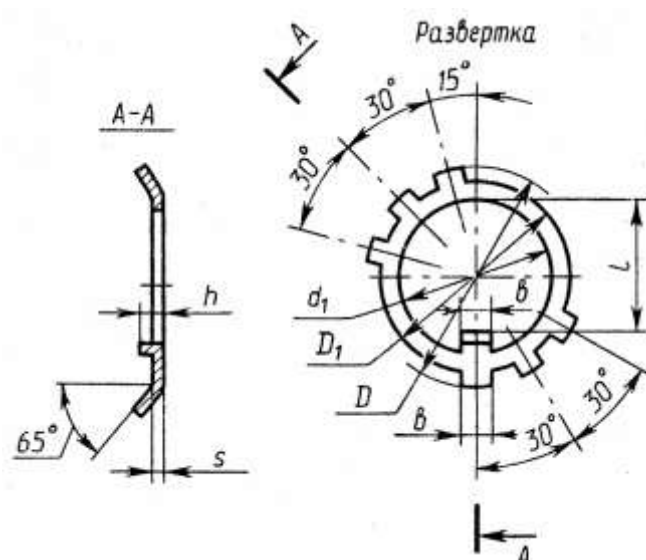
Кольца пружинные стопорные внутренние

Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо		
	d ₁	B	r _{наиб}	S	b	L
47	49,5	1,9	,2	1,7	4,5	14
48	50,5					
50	53,0					
52	55,0	1,9	0,2	1,7	5,1	16
54	57,0					
55	58,0					
56	59,0					
58	61,0					
60	63,0					
62	65,0					
65	68,0					
68	71,0	1,9	0,2	1,7	6,1	18
70	73,0					
72	75,0					
75	78,0					
78	81,0	2,2	0,2	2,0	6,1	20
80	83,5					
82	85,5					
85	88,5				6,1	20
88	91,9					
90	93,5					



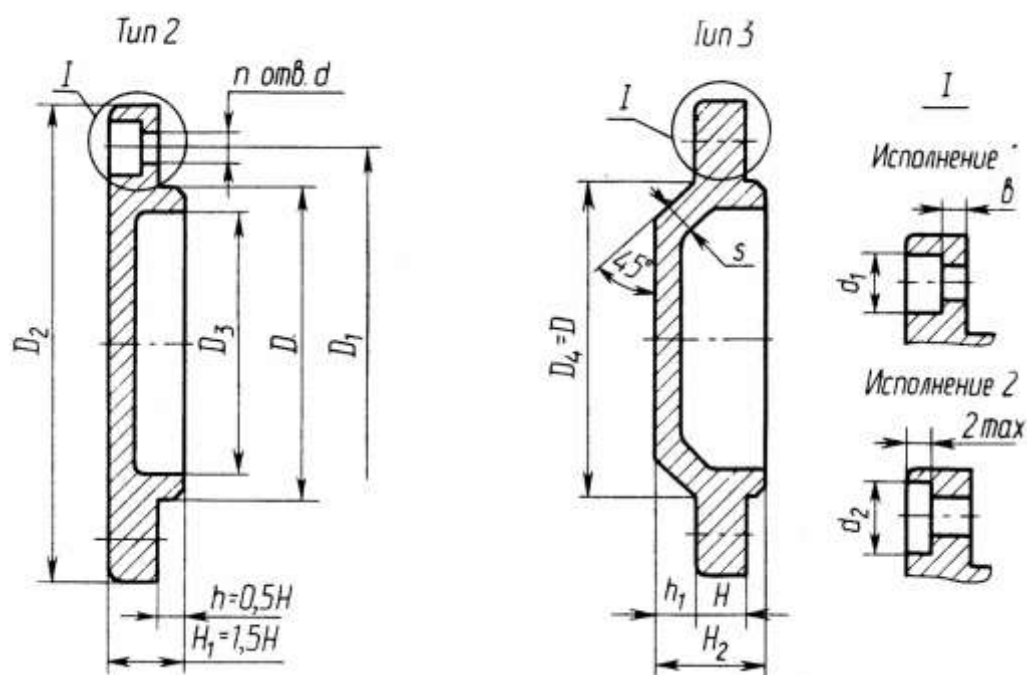
Гайки круглые шлицевые

Резьба	D	D ₁	H	b	h	C≤
M 20 × 1,5	34	27	8	5	2,5	1
M 22 × 1,5	38	30	10	5	2,5	1
M 24 × 1,5	42	33	10	5	2,5	1
M 27 × 1,5	45	36	10	5	2,5	1
M 30 × 1,5	48	39	10	5	2,5	1
M 33 × 1,5	52	42	10	6	3,0	1
M 36 × 1,5	55	45	10	6	3,0	1
M 39 × 1,5	60	48	10	6	3,0	1
M 42 × 1,5	65	52	10	6	3,0	1
M 45 × 1,5	70	56	10	6	3,6	1
M 48 × 1,5	75	60	12	8	4,0	1
M 52 × 1,5	80	65	12	8	4,0	1
M 56 × 1,5	85	70	12	8	4,0	1,6
M 60 × 1,5	90	75	12	8	4,0	1,6
M 62 × 2	95	80	12	8	4,0	1,6
M 68 × 2	100	85	15	8	4,0	1,6
M 72 × 2	105	90	15	10	4,0	1,6
M 76 × 2	110	95	15	10	5,0	1,6
M 80 × 2	115	100	15	10	5,0	1,6
M 90 × 2	120	105	15	12	6,0	1,6
M 100 × 2	135	120	18	12	6,0	1,6
M 110 × 2	145	130	18	14	7,0	1,6
M 120 × 2	160	140	18	14	7,0	1,6



Стопорные многолапчатые шайбы

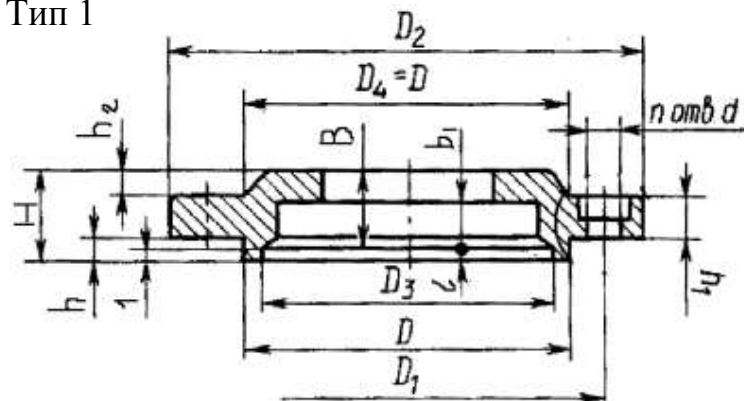
Резьба d	d ₁	D	D ₁	L	b	h	S
M 20 × 1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0
M 22 × 1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M 24 × 1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M 27 × 1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M 30 × 1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M 33 × 1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M 36 × 1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M 39 × 1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M 42 × 1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M 45 × 1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M 48 × 1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M 52 × 1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M 56 × 1,5	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M 60 × 1,5	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M 62 × 2	63,0	97	80	61	7,8	6	1,6
M 66 × 2	67,0	102	85	65	7,8	6	1,8
M 72 × 2	73,0	107	90	69	8,8	7	1,8
M 78 × 2	79,0	112	95	73	8,8	7	1,8
M 80 × 2	81,0	118	100	76,5	8,8	7	1,8
M 90 × 2	91,0	124	120	86,5	11,8	7	1,8
M 100 × 2	101,0	138	135	96,5	11,8	7	1,8
M 110 × 2	110,0	151	145	106,5	13,8	7	1,8
M 120 × 2	121,0	168	160	115,5	13,8	7	1,8



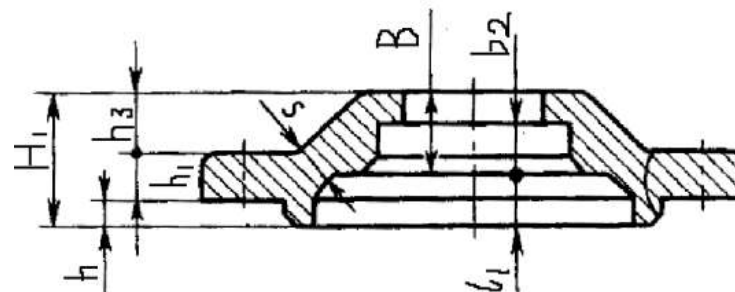
Крышки торцовые глухие

D	D ₁	D ₂	D ₃	Отверстия под болты				H	H ₂	h ₁	b	S
				d	d ₁	d ₂	n					
40 42	60	78	38	7	12	14	4	10	20	5	4	5
44 47	60	78	38									
50 52	66	82	44	7	12	14	4	10	20	5	4	5
55 58	75	95	48	7	12	14	4	10	22	7	4	5
60 62	75	95	52									
65 68	84	105	58	9	15	20	4	12	26	8	4	6
70 72 75	90	110	62 64	9	15	20	4	12	26	8	4	6
80 85 90 95	110 100	120 130	72 80	9	15	20	6	12	26	8	4	6
100 105 110	120 130	145 155	90 95	11	18	24	6	15	32	9	5	7

Тип 1



Тип 2



Крышки торцовые с отверстиями

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	Отверстия под болты				H	h	h ₁	B	b	S	B ₁	b ₁	L	h ₂											
					d	d ₁	d ₂	n																					
40; 42	54	70	34	40	7	12	14	4	15	5	10	13	4	5	12	8	2	2											
47	60	78	38	47								13;15			12;15	8; 11													
52	66	82	44	50								15			15	11													
55	75	95	48	50																									
60; 62	78	95	52	60																									
65; 68	84	105	58	68	9	15	20	4	17	6	12	15	4	6	15	11	3	3											
70; 72	90	110	62	72				6											23										
75	90	110	64	72																									
80; 85	100	120	72	80				11	18										24	6	28	8	15	18	5	7	17	11 13,6	—
90; 95	110	130	80	92																									
100	120	145	90	100																									
105	130	155	95	110	11	18		6	28	8	15	18	5	7	17	11 13,6	—												
110	130	155	95	110																									

Стандартные конструкции концов шпинделей

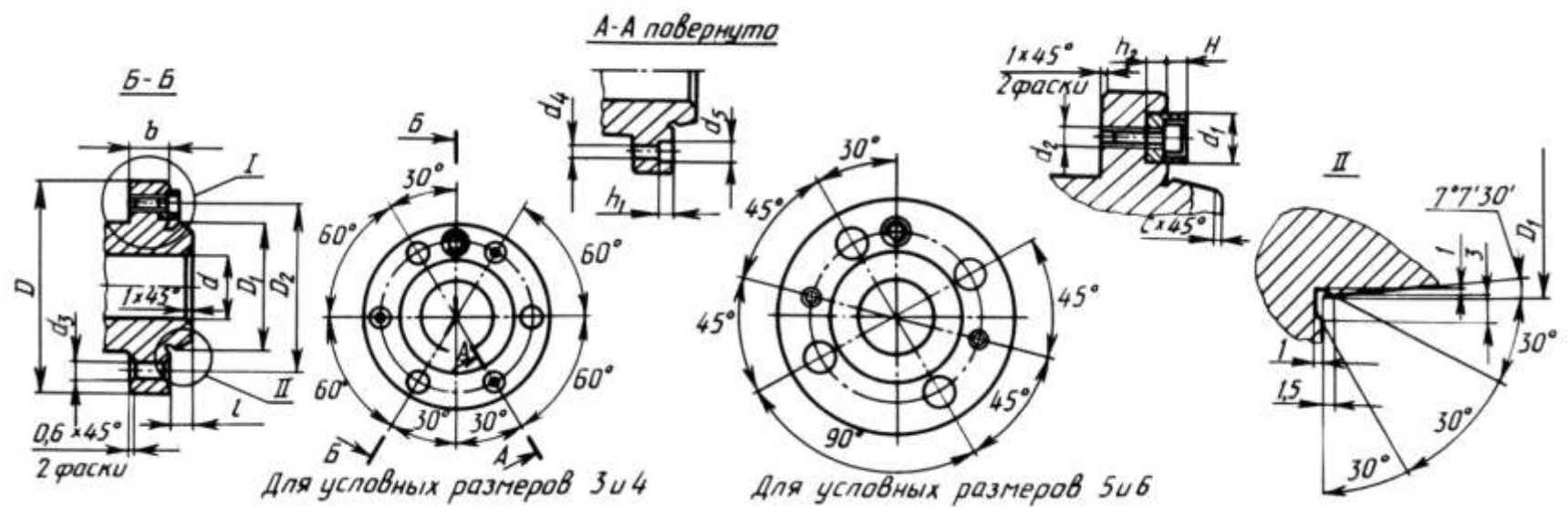


Рис.1. Фланцевые концы шпинделей под поворотную шайбу, мм

Условный размер конца шпинделя	D	D ₁	D ₂	d, не более		d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	l	b	H	h ₁	h ₂
				Цилиндрическое отверстие	Конус Морзе										
3	102	53,975	75	Не регламенти- руется	4	—	—	17	7	11	11	16	—	—	10
4	112	63,513	85		4	14	M6	17	7	11	11	20	5	5	10
5	135	82,563	104,8		5	16	M6	21	7	11	13	22	5	6	10
6	170	106,375	133,4		6	19	M8	23	9	14	14	25	5	8	11

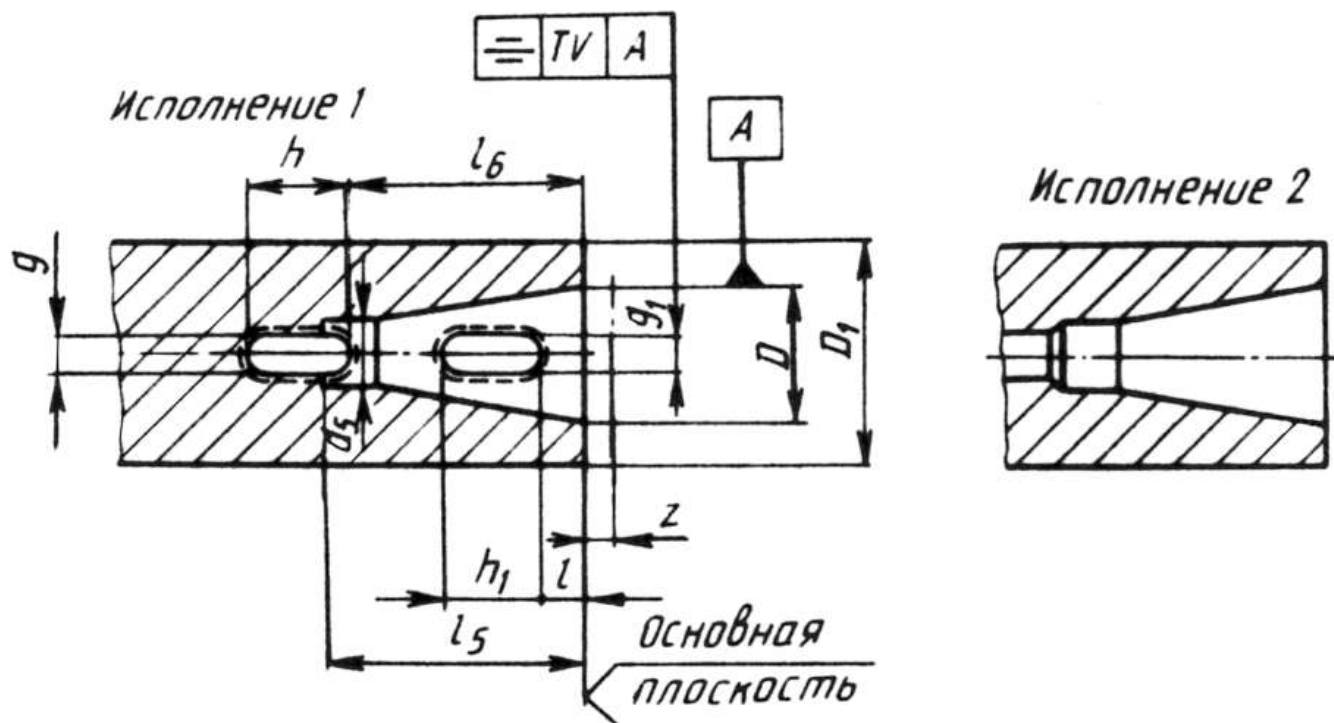


Рис.2. Концы шпинделей сверлильных и расточных станков (по ГОСТ 24644–81), мм

Обозначение конуса Морзе	D ₁		l	h ₁	g ₁
	1-й ряд	2-й ряд			
3	45	50	28,5	36,5	8,3
4	60	65	28,5	39,5	8,3
5	80	90	28,5	44,5	13
6	100	110	28,5	38,5	16,3
6	125	—	28,5	38,5	16,3

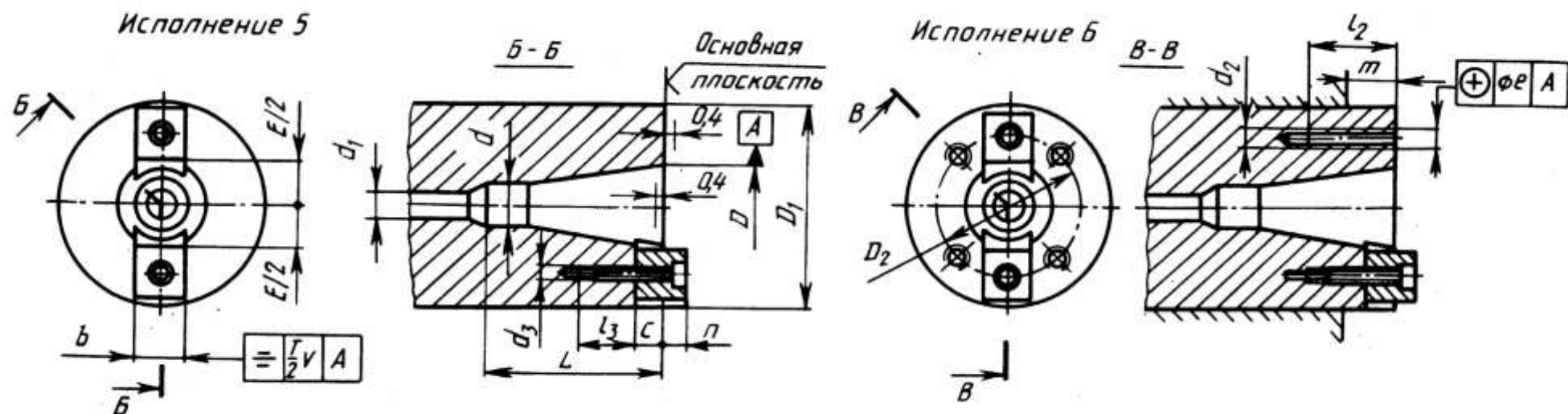


Рис.3. Концы шпинделей сверлильных, фрезерных и расточных станков (по ГОСТ 24644–81), мм

Обозначение конуса конца шпинделя	D ₁	D ₂	d	d ₁ , не менее	d ₃	L, не менее	l ₃	c	n	E/2	B	Винт
30	70	54	17,4	17	M6	73	9	8	8,0	16,5	15,9	M6x16
40	90	66,7	25,3	17	M6	100	9	8	8,0	23	15,9	M8x20
45	100	80	32,4	21	M8	120	13	9,5	9,5	30	19	M8x20
50	125	101,6	39,6	27	M10	140	18	12,5	12,5	36	25,4	M10x30
55	150	120,6	50,4	27	M10	178	18	12,5	12,5	48	25,4	M10x30
60	220	177,8	60,2	35	M10	220	18	12,5	12,5	61	25,4	M10x30
70	335	265	92,9	42	M12	315	24	20	20,0	90	32	M12x45

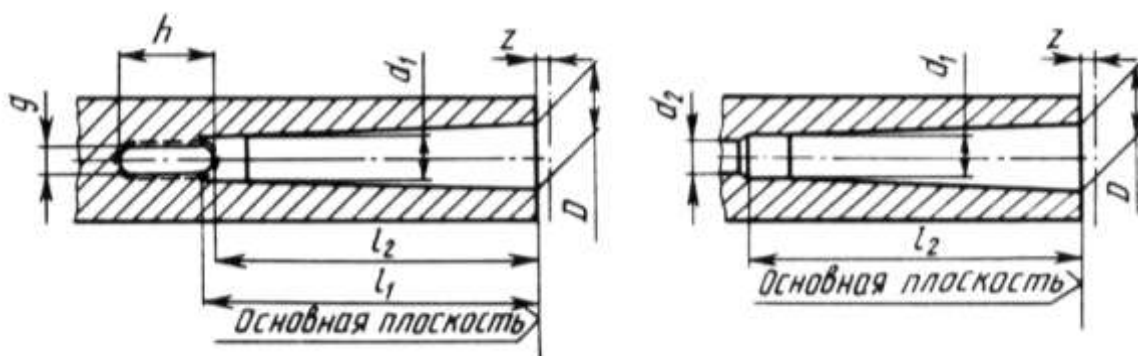


Рис.4. Размеры инструментальных конусов Морзе (по СТ СЭВ 147–75), мм

Обозначение конуса Морзе	D	d ₁	d ₂	l _{1 min}	l ₂	g	h	z
2	17,78	14,9	11,5	67	62	6,3	22	1
3	23,825	20,2	14	84	78	7,9	27	1
4	31,267	26,5	18	107	98	11,9	32	1,5
5	44,399	38,2	23	135	125	15,9	38	1,5
6	63,348	54,6	27	188	177	19	47	2

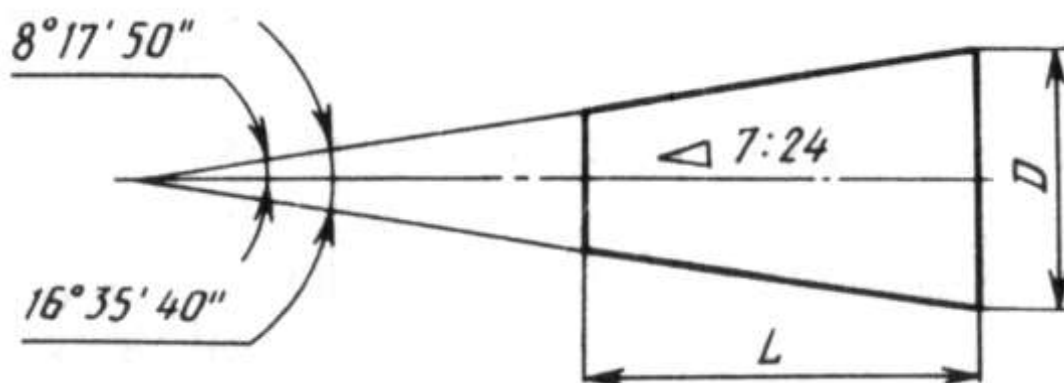


Рис. 5. Размеры внутренних и наружных конусов с конусностью 7:24 (по ГОСТ 15945–82), мм

Обозначение конуса	D	L	Обозначение конуса	D	L
10	15,87	21,8	50	69,85	103,7
15	19,05	26,9	55	88,90	132
25	25,4	39,8	60	107,95	163,7
30	31,75	49,2	65	133,35	200
35	38,1	57,2	70	165,1	247,5
40	44,45	65,6	75	203,2	305,8
45	57,15	84,8	80	254	390,8

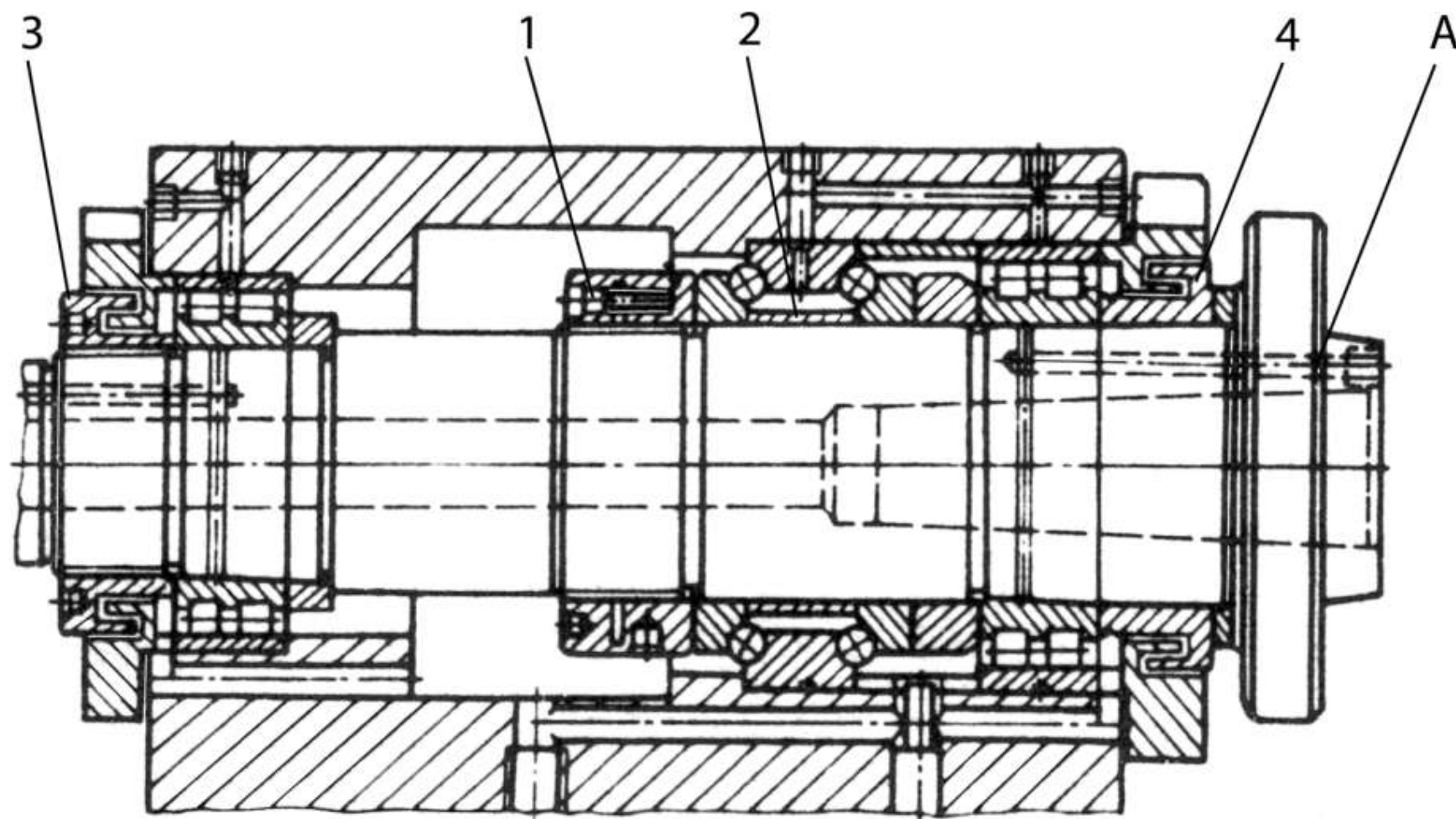


Рис. 1. Шпиндельный узел с двухрядным роликовым подшипником типа 3182100К и упорно-радиальным шариковым подшипником типа 178800:

1, 3 – регулировочные гайки; 2, 4 – регулировочные кольца; А – канал для подачи масла

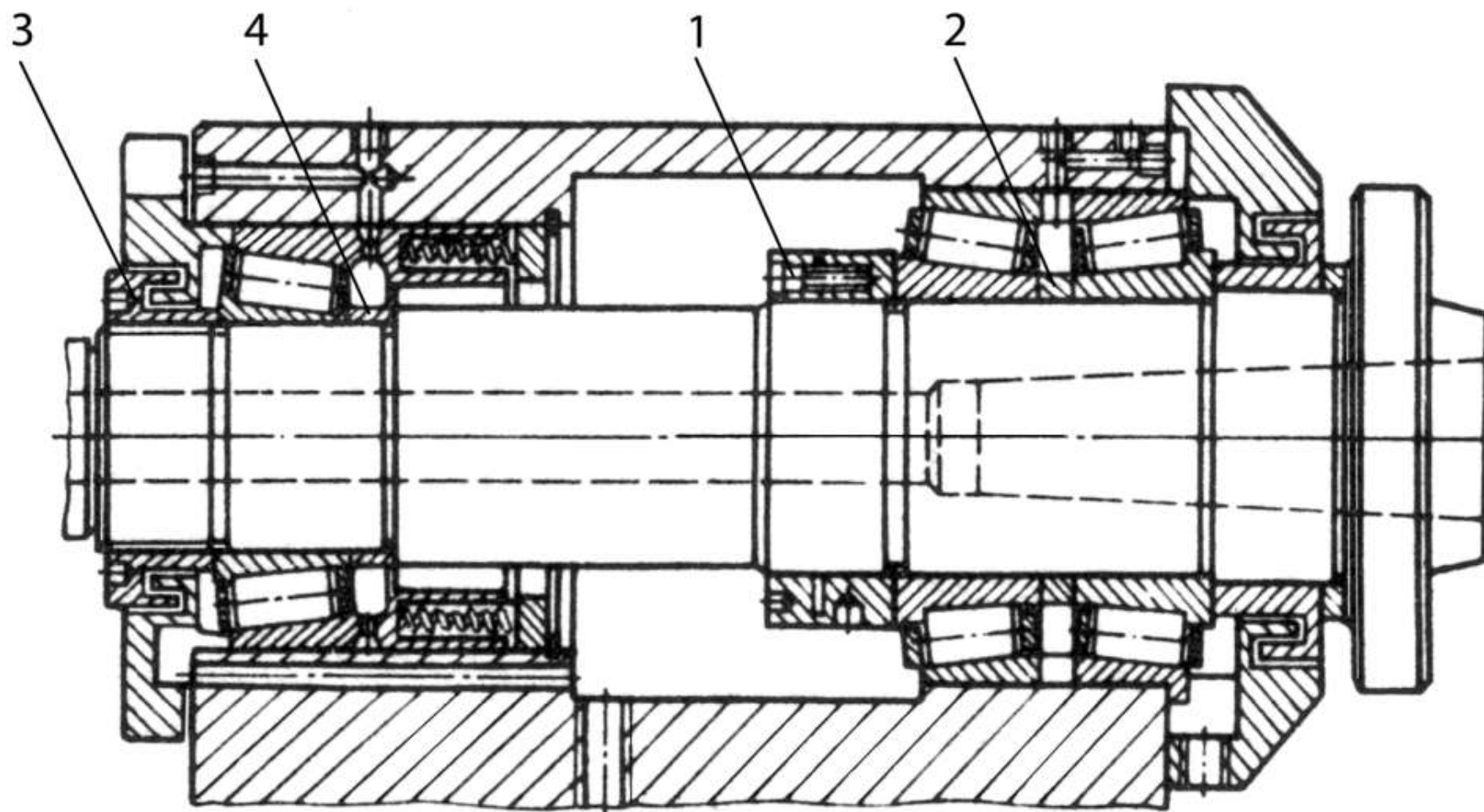


Рис. 2. Шпиндельные узлы с двухрядным роликовым коническим подшипником типа 697000 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней опоре:
1, 3 – регулировочные гайки; 2, 4 – регулировочные кольца

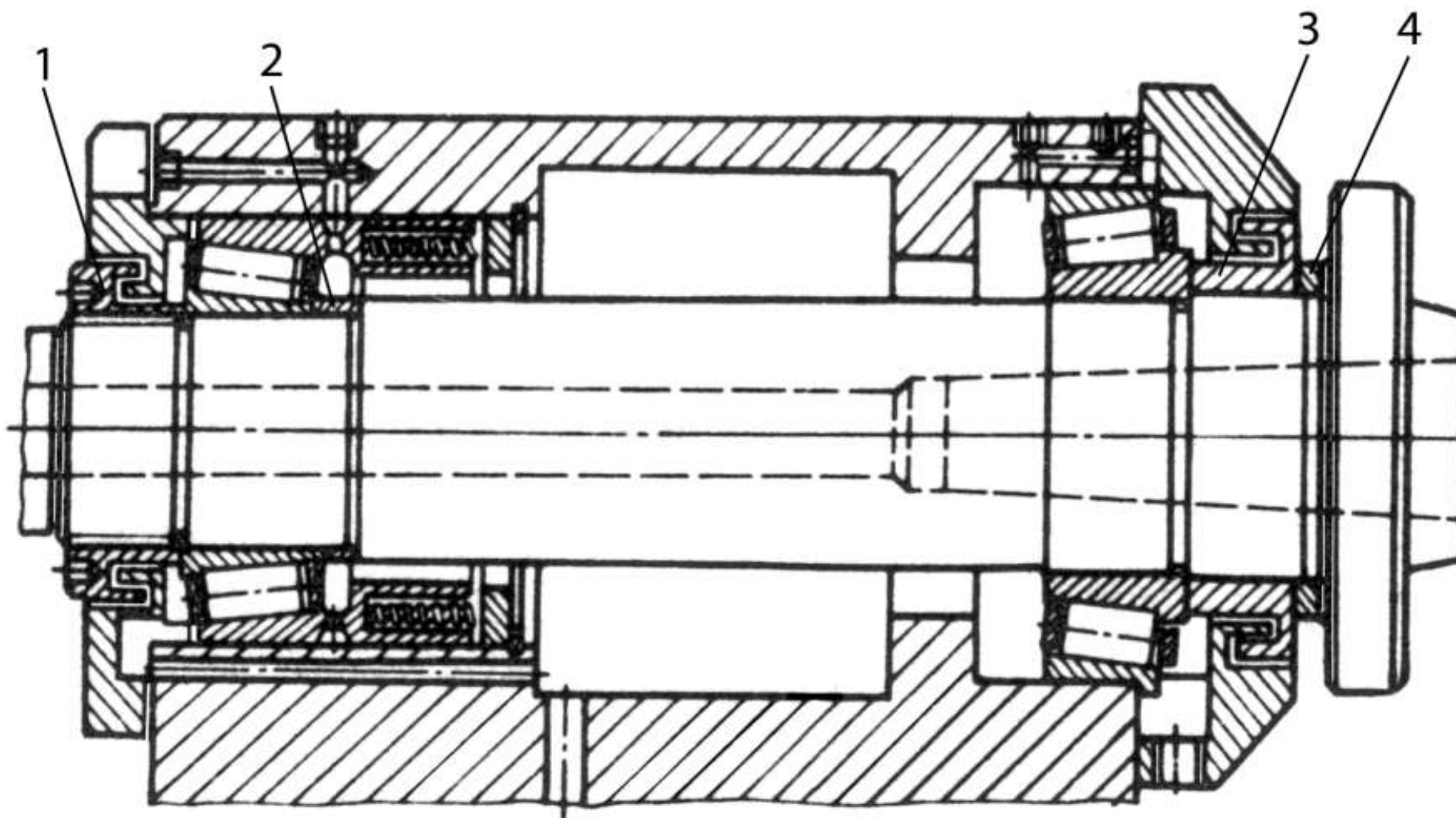


Рис. 3. Шпиндельные узлы с однорядным коническим подшипником типа 67700 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней опоре:

1 – регулировочная гайка; 2, 4 – регулировочные кольца; 3 – втулка лабиринтного уплотнения

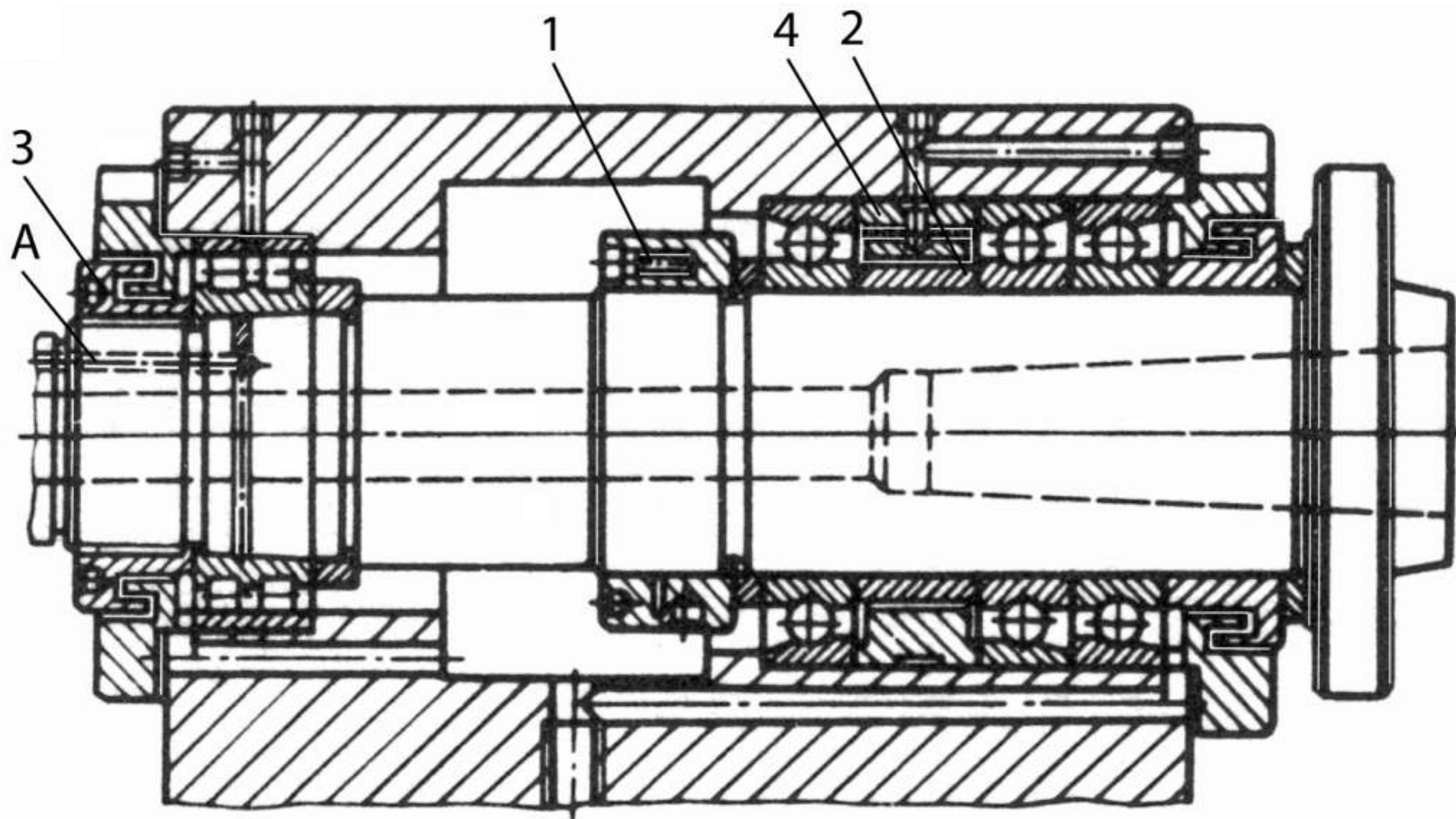


Рис. 4. Шпиндельные узлы с радиально-упорными подшипником типа 46000K в передней опоре и двухрядным роликовым подшипником типа 3182100K в задней опоре:

1, 3 – регулировочные гайки; 2, 4 – регулировочные кольца; А – канал для подачи масла

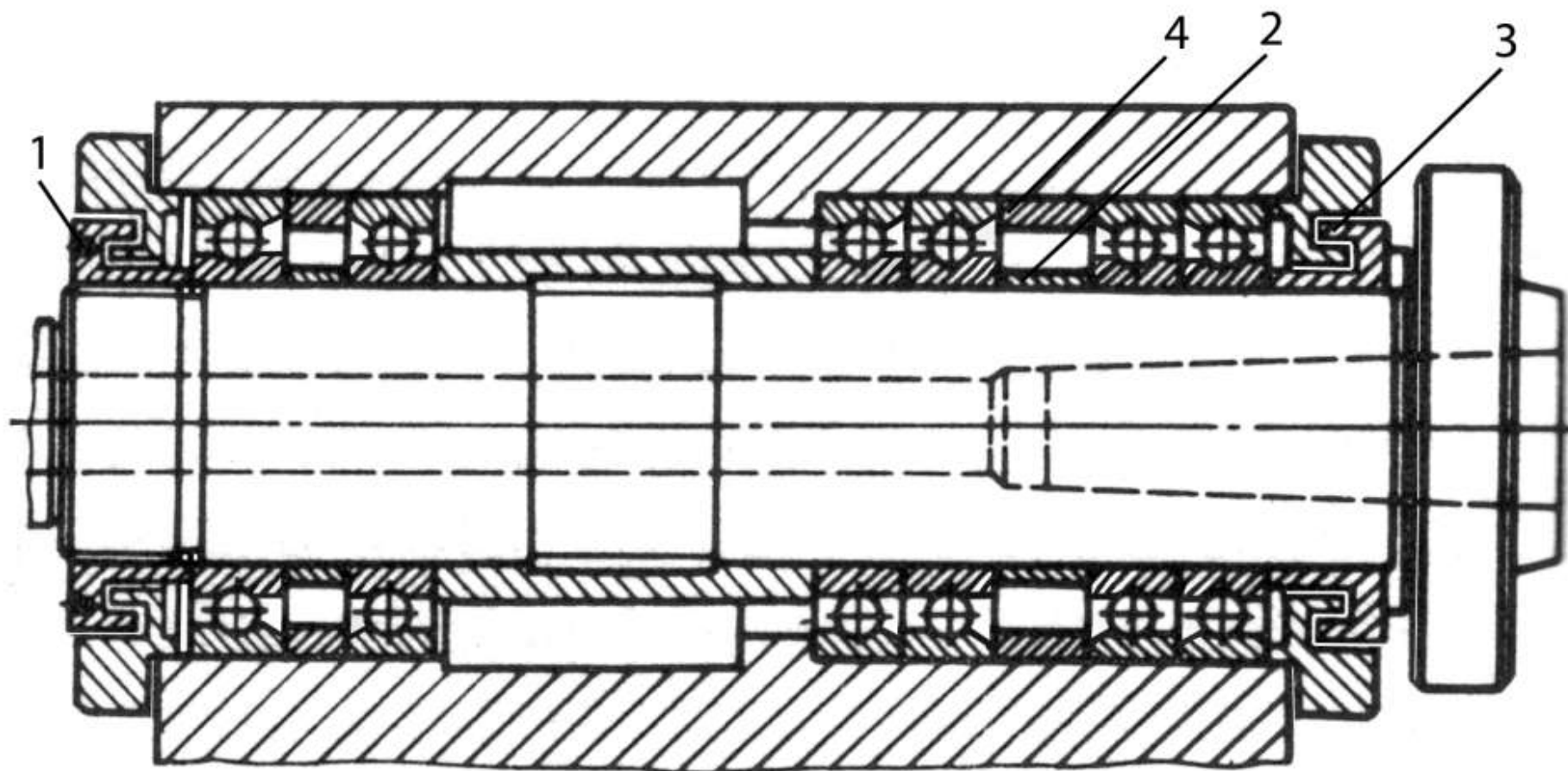


Рис. 5. Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типов 46000K×2 или 36000K×2 и 36000K):
 1 – регулировочная гайка; 2, 4 – регулировочные кольца; 3 – втулка лабиринтного уплотнения

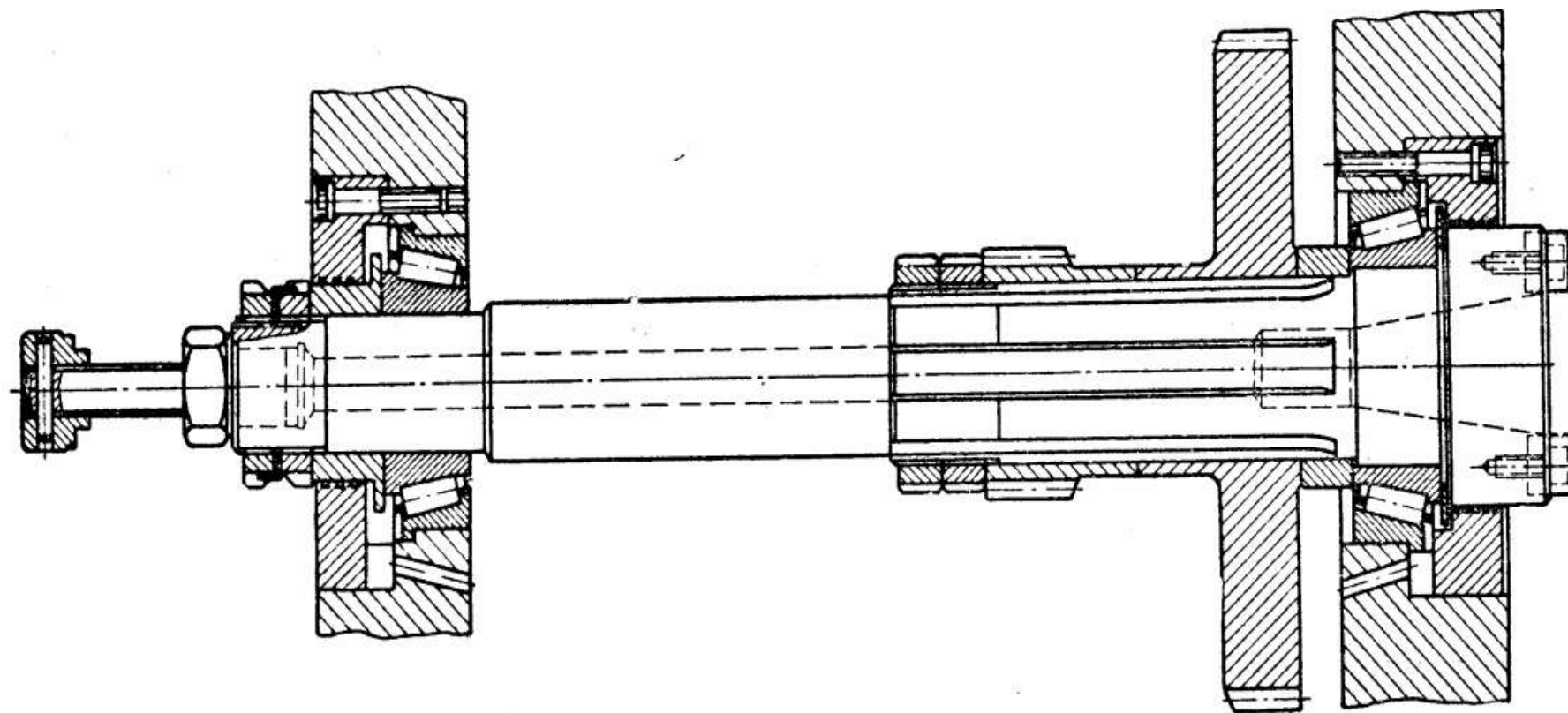


Рис. 6. Пример конструкции шпиндельного узла горизонтально-фрезерного станка

Подшипники шпиндельных узлов

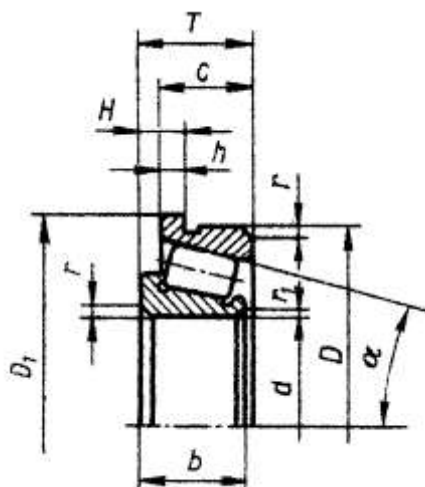


Рис. 1. Роликовые однорядные конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л

Обозначение подшипника	Размеры, мм								Грузоподъемность, Н		Предельная частота вращения, об/мин
	d	D	C	B	H	D ₁	r	R	динамическая	статическая	
67712Л	60	100	25,4	19,8	26,5	104,5	0,8	2	65900	57300	5300
67920Л	98,4	152,4	38,1	30	42	159,5	1	2,5	158500	158300	330
67738Л	190	260	45,5	36	49	273	0,5	3	268800	329600	1850
67838Л	190	290	51	40	52	304	1,2	3,5	330400	362600	1600
67744Л	220	300	51,5	41	56	314	0,8	3,5	325500	433800	1500
67844Л	220	340	76,5	62	81	357	0,8	4	642900	753900	1400
67848Л	240	320	51,5	41	56	334	0,8	3,5	345700	470600	1350
67852Л	260	360	64,5	52	67	377	0,8	3,5	525600	685600	1300
67856Л	280	420	87,7	71	93	437	1	5	912300	1134000	1100

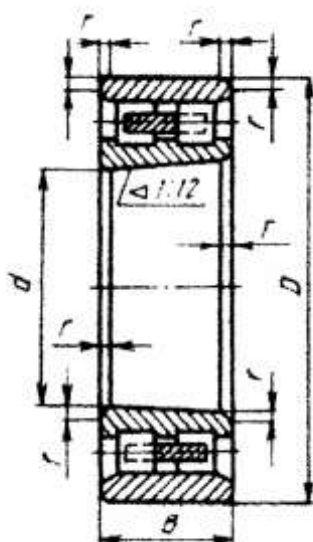


Рис.2. Роликовые радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая	статическая	пластичным смазочным материалом	масляным туманом
3182110K	55	80	23	45	36,5	7500	9000
3182111K	55	90	26	60	49	6700	8000
3182112K	60	95	26	63	54	6300	7500
3182113K	65	100	26	64	57	6000	7000
3182114K	70	110	30	81,5	73,5	5300	6300
3182115K	75	115	30	83	73,5	5000	6000
3182116K	80	125	34	102	93	4800	5600
3182117K	85	130	34	106	100	4500	5300
3182118K	90	140	37	122	114	4300	5000
3182119K	95	145	37	125	120	4000	4800
3182120K	100	150	37	132	129	3800	4500
3182121K	105	160	41	170	160	3600	4300
3182122K	110	170	45	196	190	3400	4000
3182124K	120	180	46	204	204	3200	3800
3182126K	130	200	52	255	250	2800	3200
3182128K	140	210	53	265	270	2600	3200
3182130K	150	225	56	290	300	2400	3000
3182132K	160	240	60	325	335	2200	2800
3182134K	170	260	67	400	425	2000	2600
3182136K	180	280	74	500	530	1900	2400
3182138K	190	290	75	530	570	1900	2400
3182140K	200	310	82	585	620	1800	2200
3182144K	220	340	90	735	780	1700	2000
3182148K	240	360	92	765	850	1500	1800

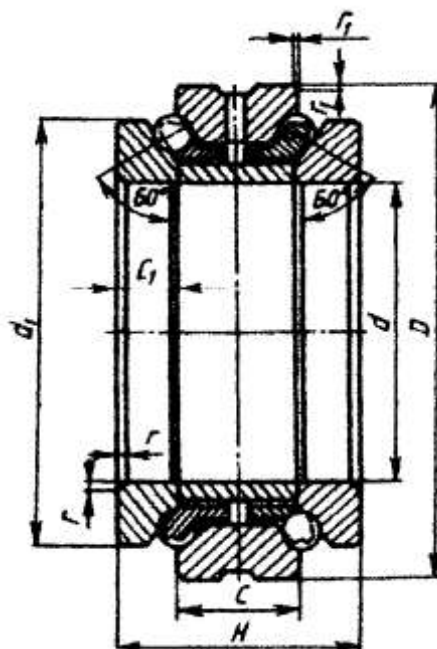


Рис.3. Шариковые упорно-радиальные двухрядные подшипники с углом контакта 60° (по ГОСТ 20821–75)

Обозначение подшипников	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	d	D	H	C	C ₁	d ₁	динамическая C	статическая C ₀
178808	40	68	36	18	9	58,5	20,8	33,5
178908	42	68	36	18	9	58,5	20,8	33,5
178809	45	75	36	18	9	65	23,2	39,0
178909	47	75	36	18	9	65	23,2	39,0
178814	70	110	48	24	12	97	42,5	80,0
178815	75	115	48	24	12	102	44,0	86,5
178915	78	115	48	24	12	102	44,0	86,5
178816	80	125	54	27	13,5	110	52,0	102,0
178817	85	130	54	27	13,5	115	52,0	106,0
178917	88	130	54	27	13,5	115	52,0	106,0
178818	90	140	60	30	15	123	61,0	125,0
178819	95	145	60	30	15	128	61,0	129,0
178919	98	145	60	30	15	128	61,0	129,0
178820	100	150	60	30	15	133	62,0	134,0
178821	105	160	66	33	16,5	142	69,5	150,0
178921	109	160	66	33	16,5	142	69,5	150,0
178822	110	170	72	36	18	150	90,0	193,0
178922	114	170	72	36	18	150	90,0	193,0
178824	120	180	72	36	18	160	93,0	208,0
178826	130	200	84	42	21	177	118,0	260,0
178926	135	200	84	42	21	177	118,0	260,0
178828	140	210	84	42	21	187	122,0	280,0
178928	145	210	84	42	21	187	122,0	280,0
178830	150	225	90	45	22,5	200	132,0	310,0
178930	155	225	90	45	22,5	200	132,0	310,0
178832	160	240	96	48	24	212	156,0	360,0
178932	165	240	96	48	24	212	156,0	360,0
178834	170	260	108	54	27	230	193,0	450,0
178836	180	280	108	54	27	248	216,0	500,0
178838	190	290	210	60	30	258	224,0	540,0
178840	200	310	132	66	33	274	265,0	620,0

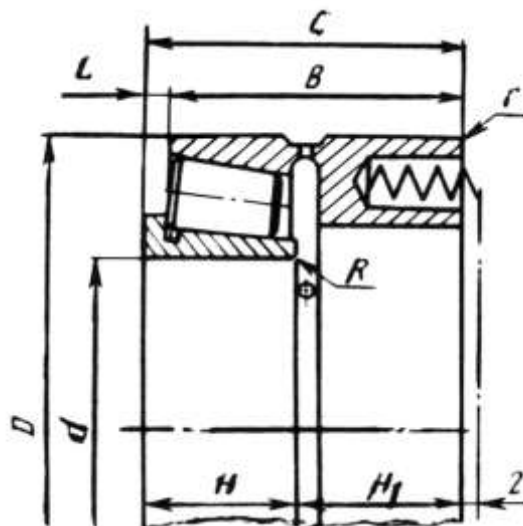


Рис. 4. Роликовые однорядные конические подшипники с широким наружным кольцом типа 17000

Обозначение подшипника	Размеры, мм									Грузоподъемность, Н		Предельная частота вращения, об/мин
	d	D	C	B	H	L	r	R	H ₁	динамическая	статическая	
17810Л	50	90	57	51	29	6	0,8	2	28	60800	50900	5700
17812Л	60	110	67	60,6	33	6,4	0,8	2,5	33,7	85500	75700	4800
17814Л	70	120	65,4	59,88	32	5,56	0,8	2,5	33,4	97800	7800	4400
17816Л	80	140	77	69,14	38,5	7,93	0,8	3	38,5	125100	120000	3800

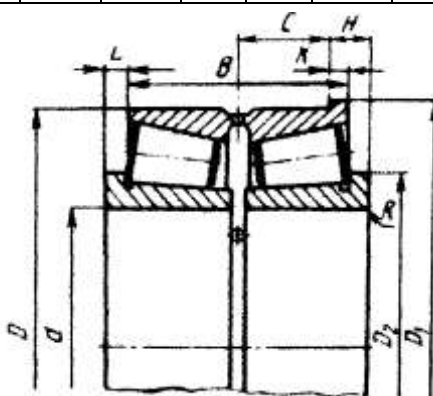


Рис. 5. Роликовые двухрядные конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 697000Л

Обозначение подшипника	Размеры, мм									Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения, об/мин
	d	D	B	C	L	H	D ₁	D ₂	R	динамическая	статическая	
697712Л	60	110	47	18,9	5,5	4,5	114,5	72	2	122,8	114,7	5100
697812Л	60	110	60,6	25,4	6,4	5	115	75	2,5	145,7	151,5	4800
697912Л	60	95	46,4	18,7	4,3	4,5	100	75	2	95,2	107,5	5200
697815Л	75	130	60,5	24,7	6,25	5,5	136	92	2,5	218,3	237,9	4100
697716Л	80	140	69,1	28,2	7,95	6	147	100	3	223	252,7	3800
697920Л	100	152	75,8	30,9	8,1	7	159,6	114	2,5	271,8	316,6	3300
697732Л	160	240	92	38	18	8	248	114	3,5	450,1	619	2000
697838Л	190	290	108	42	11	12	304	114	3,5	566,5	725,2	1850

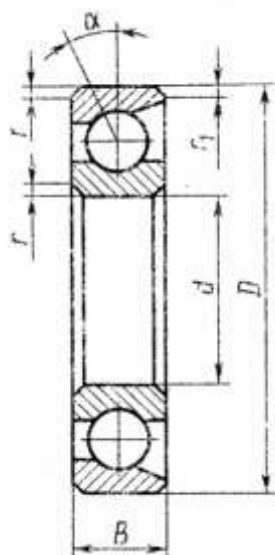


Рис. 6. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 36100К

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C ₀	пластичным материалом	масляным туманом
36100K	10	26	8	3,9	2,2	56000	90000
36101K	12	28	8	4,25	2,45	50000	80000
36102K	15	32	9	4,9	3	45000	71000
36103K	17	35	10	5,7	3,6	40000	63000
36104K	20	42	12	7,8	5,2	32000	50000
36105K	25	47	12	8,65	6,1	28000	45000
36106K	30	55	13	11,2	8,3	24000	40000
36107K	35	62	14	12,9	9,8	20000	36000
36108K	40	68	15	13,7	11	19000	34000
36109K	45	75	16	18,3	15	17000	30000
36110K	50	80	16	19,3	16,6	15000	26000
36111K	55	90	18	27	23,2	13000	22000
36112K	60	95	18	27,5	24,5	12000	20000
36113K	65	100	18	28	25,5	12000	20000
36114K	70	110	20	36	33,5	10000	18000
36115K	75	115	20	37,5	34,5	10000	18000
36116K	80	125	22	46,5	44	9000	16000
36117K	85	130	22	47,5	46,5	8500	15000
36118K	90	140	24	56	55	7500	13000
36119K	95	143	24	57	57	7500	13000
36120K	100	150	24	58,5	60	7000	12000
36121K	105	160	26	68	69,5	6300	10500
36122K	110	170	28	80	81,5	6000	10000
36124K	120	180	28	81,5	86,5	5600	9000

**Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники
типа 46100У**

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	R	динамическая C	статическая C ₀	пластичным материалом	масляным туманом
46100У	10	26	8	0,5	3,65	2	48000	75000
46101У	12	28	8	0,5	4	2,28	43000	67000
46102У	15	32	9	0,5	4,55	2,75	38000	60000
46103У	17	35	10	0,5	5,30	3,35	34000	53000
46104У	20	42	12	1	7,35	4,8	28000	45000
46105У	25	47	12	1	8,15	5,6	24000	40000
46106У	30	55	13	1,5	10,4	7,65	20000	36000
46107У	35	62	14	1,5	12	9	18000	32000
46108У	40	68	15	1,5	12,7	10,2	16000	28000
46109У	45	75	16	1,5	17	13,7	15000	26000
46110У	50	80	16	1,5	18	15,3	13000	22000
46111У	55	90	18	2	25	21,2	12000	20000
46112У	60	95	18	2	25,5	22,4	11000	19000
46113У	65	100	18	2	26	23,6	10000	18000
46114У	70	110	20	2	33,5	30,5	9000	16000
46115У	75	115	20	2	34,5	32	8500	15000
46116У	80	125	22	2	43	40,5	8000	14000
46117У	85	130	22	2	44	42,5	7500	13000
46118У	90	140	24	2,5	52	51	6700	11000
46119У	95	145	24	2,5	53	53	6300	10000
46120У	100	150	24	2,5	55	56	6000	95000
46121У	105	160	26	3	63	64	5600	9000
46122У	110	170	28	3	73,5	75	5300	8500
46124У	120	180	28	3	75	80	4800	7500
46126У	130	200	33	3	95	102	4300	6700
46128У	140	210	33	3	98	108	3800	6000
46130У	150	225	35	3,5	110	125	3400	5300
46132У	160	240	38	3,5	125	140	3200	5000

**Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники
типа 36200К**

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C ₀	пластичным материалом	масляным туманом
1	2	3	4	5	6	7	8
36200К	10	30	9	5	3	50000	80000
36201К	12	32	10	5,5	3,35	45000	71000
36202К	15	35	11	6	3,75	40000	63000
36203К	15	35	11	6	3,75	40000	63000
36204К	20	47	14	10,2	6,8	30000	48000
36205К	25	52	15	11,4	8	26000	43000
36206К	30	62	16	16,3	12	22000	38000
36207К	35	72	17	20	15,3	19000	34000
36208К	40	80	18	27	20,4	17000	30000
36209К	45	85	19	32	25,5	15000	26000

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8
36210K	50	90	20	35,5	28,5	14000	24000
36211K	55	100	21	41,5	34,5	12000	20000
36212K	60	110	22	50	42,5	11000	19000
36213K	65	120	23	57	49	10000	18000
36214K	70	125	24	60	52	9500	17000
36215K	75	130	25	62	55	9000	16000
36216K	80	140	26	73,5	65,5	8000	14000
36217K	85	150	28	81,5	76,5	7500	13000
36218K	90	160	30	90	85	7000	12000
36219K	95	170	32	108	102	6300	10000
36220K	100	180	34	122	116	6000	9500
36221K	105	190	36	127	122	5600	9000
36222K	110	200	38	137	137	5300	8500
36224K	120	215	40	143	146	4800	7500

Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 46200

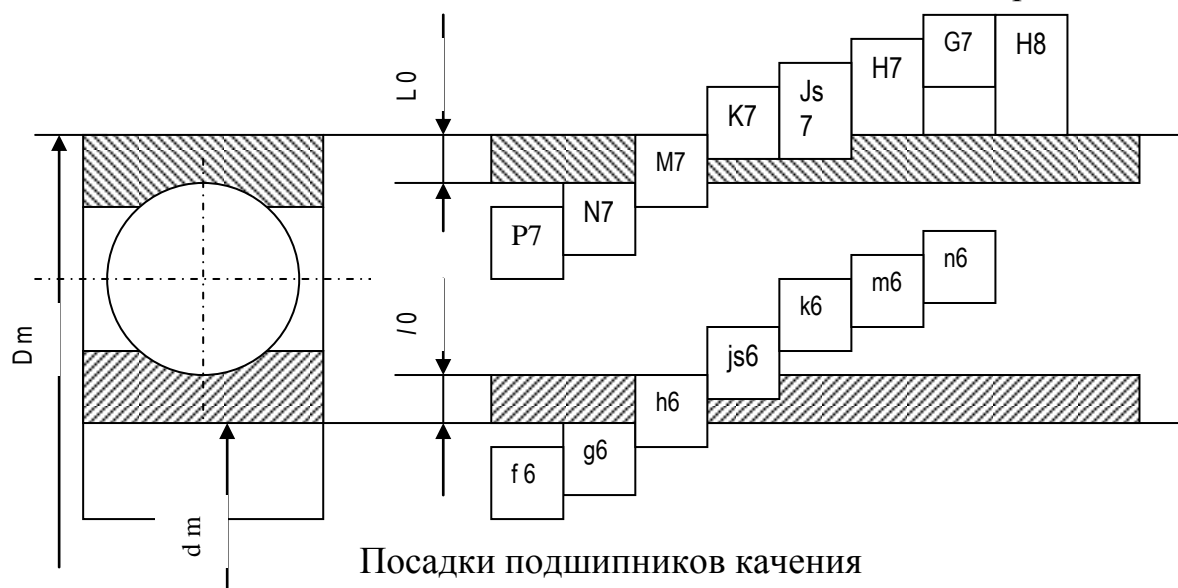
Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C ₀	пластичным материалом	масляным туманом
46200	10	30	9	4,8	2,75	43000	67000
46201	12	32	10	5,2	3,1	40000	63000
46202	15	35	11	5,7	3,45	36000	56000
46203	17	40	12	6,95	4,4	30000	48000
46204	20	47	14	9,5	6,2	26000	43000
46205	25	52	15	10,6	7,35	22000	38000
46206	30	62	16	16,0	11,8	22000	38000
46207	35	72	17	18,6	14	16000	28000
46208	40	80	18	25,5	19	15000	26000
46209	45	85	19	30	23,2	13000	22000
46210	50	90	20	32,5	26,5	12000	20000
46211	55	100	21	39	32	11000	19000
46212	60	110	22	46,5	39	9500	17000
46213	65	120	23	53	45	9000	16000
46214	70	125	24	56	47,5	8500	15000
46215	75	130	25	58,5	51	8000	14000
46216	80	140	26	68	60	7500	13000
46217	85	150	28	76,5	69,5	7000	12000
46218	90	160	30	85	78	6300	10500
46219	95	170	32	102	95	5600	9000
46220	100	180	34	114	108	5300	8500
46221	105	190	36	120	114	4800	7500
46222	110	200	38	129	127	4500	7000
46224	120	215	40	132	134	4000	6300
46226	130	230	40	156	170	3600	5600
46228	140	250	42	162	180	3200	5000
46230	150	270	45	173	200	3000	4800
46232	160	290	48	186	224	2600	4300

Предварительный натяг шариковых радиально-упорных подшипников, Н

Номинальный диаметр отверстия, мм	Серия подшипников							
	36100		36200		46100		46200	
	Натяг							
	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний
10	20	60	30	90	30	90	55	160
12	25	75	35	105	35	105	60	180
15	25	75	40	120	40	120	70	210
17	30	90	50	150	50	150	90	270
20	45	135	65	200	75	220	110	330
25	50	150	80	240	80	240	130	390
30	80	240	115	350	130	390	190	570
35	90	270	130	390	150	450	210	630
40	100	300	180	540	160	480	290	870
45	120	360	200	600	200	600	320	960
50	130	390	230	690	210	630	360	1080
55	170	510	270	810	300	900	440	1320
60	180	540	320	960	310	930	510	1530
65	190	570	360	1080	320	960	590	1770
70	240	720	380	1140	390	1070	610	1830
75	240	720	400	1200	400	1200	640	1920
80	300	900	460	1380	490	1470	740	2220
85	310	930	520	1560	510	1530	850	2550
90	360	1080	620	1860	580	1740	1020	3060
95	400	1200	660	1980	640	1920	1100	3300
100	410	1230	790	2370	650	1950	1270	3810
105	450	1350	820	2460	730	2190	1350	4050
110	530	1590	860	2580	860	2580	1410	4230
120	550	1650	900	2700	890	2670	1450	4350
130	—	—	—	—	1140	3420	1700	5100
140	—	—	—	—	1150	3450	1800	5400
150	—	—	—	—	1320	3960	1900	5700
160	—	—	—	—	1450	4350	2000	6000

Коэффициенты изменения показателей работоспособности радиально-упорных шариковых подшипников

Схема установки подшипников в опоре	Коэффициент изменения ширины опоры	Коэффициент изменения статической и динамической грузоподъемности	Коэффициент изменения предельной частоты вращения при натяге		
			легком	среднем	тяжелом
По одному в опоре	1	1	1	0,8	0,5
По два в опоре по схеме дуплекс О-образная	2	1,62	0,8	0,65	0,4
По два в опоре по схеме дуплекс Х-образная	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опоре по схеме триплекс-тандем О-образная	3	2,15	0,8	0,5	0,3



Посадки на вал

Вид нагружения	Режим работы	Диаметр отверстия подшипника	Рекомендуемые посадки	Примеры
Циркуляционное (вал вращается)	Легкий или нормальный	До 100 мм	L0 / k6 L0 / js6	Коробки скоростей станков и коробки передач
		До 250 мм	L0 / m6	
	Нормальный или тяжелый	Подшипники шпинделей	L6 / k6 ; L5 / k5 L6 / js6 ; L0 / k6	Шпиндели

Посадки в корпус

Вид нагружения	Режим работы	Рекомендуемые посадки	Примеры
Местное (вращается вал)	Нормальный или легкий	H7 / l0 Js7 / l0	Редукторы электродвигатели
	Нормальный или тяжелый	M7 / l0 ; K7 / l0 Js7 / l0	Коробки передач, скоростей
		M6 / l5 ; K6 / l5 M6 / l4 ; K6 / l4	Шпиндели тяжелых станков
		Js6 / l5 ; Js6 / l4 Js7 / l0	Быстровращающиеся шпиндели
Циркуляционное (вращается корпус)	Нормальный или тяжелый	M7 / l0 ; N7 / l0 K7 / l0	Передача вращающего момента на концы вала через разгрузочное устройство, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении

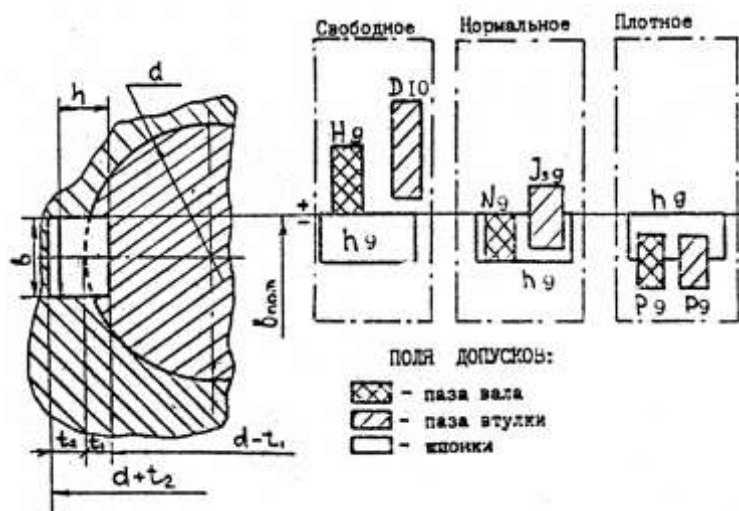


Рис. 1. Посадки шпоночных соединений

Наименование		Обозначение	Допуск		Высота шпонки	Предельные отклонения размеров	
						$d - t_1$	$d - t_2$
Высота призматической шпонки		h	2 – 6 мм	Свыше 6 мм	От 2 до 6 мм	– 0,1	+ 0,2
			h9	h11			
Длина шпонки	Шпонка	t	h14		Свыше 6 до 18 мм	– 0,2	+ 0,2
	Паз втулки	–	H15		Свыше 18 до 50 мм	– 0,3	+ 0,3

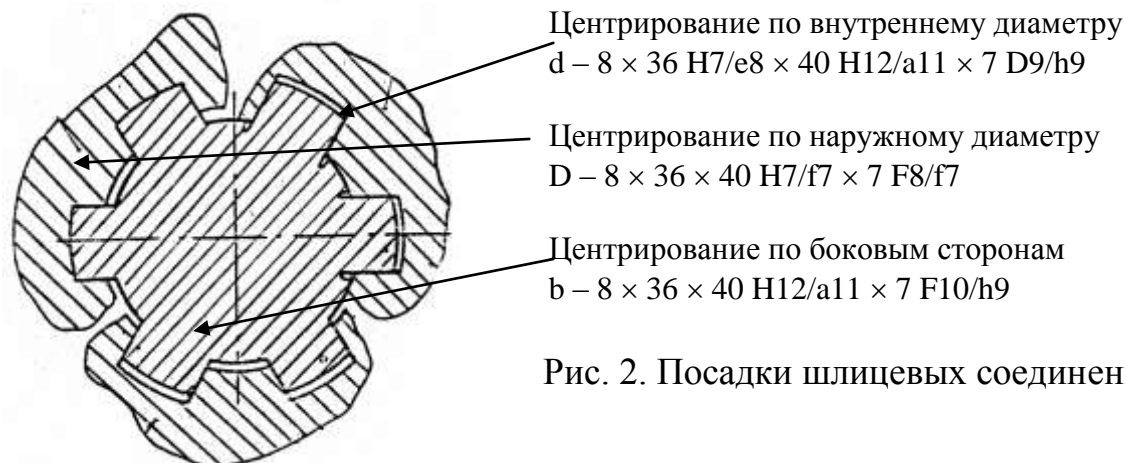


Рис. 2. Посадки шлицевых соединений

Посадки	По D	По d	По b
Центрирование			
По D	H7/f7* H7/g6 H7/h6 H7/js6* H8/e8 H7/n6	–	F8/f7* F8/f8* F8/js7* F8/e8 F8/h9
По d	H12/a11	H7/e8* H7/f7* H7/g6* H7/h7 H7/js6 H7/n6	D9/h9* D9/k7* F10/js7* F10/k7*
По b	H12/a11	–	F8/js7* F10/d9* D9/e8* D8/f8* F10/f8*

Примечание. Звездочкой (*) отмечены предпочтительные посадки

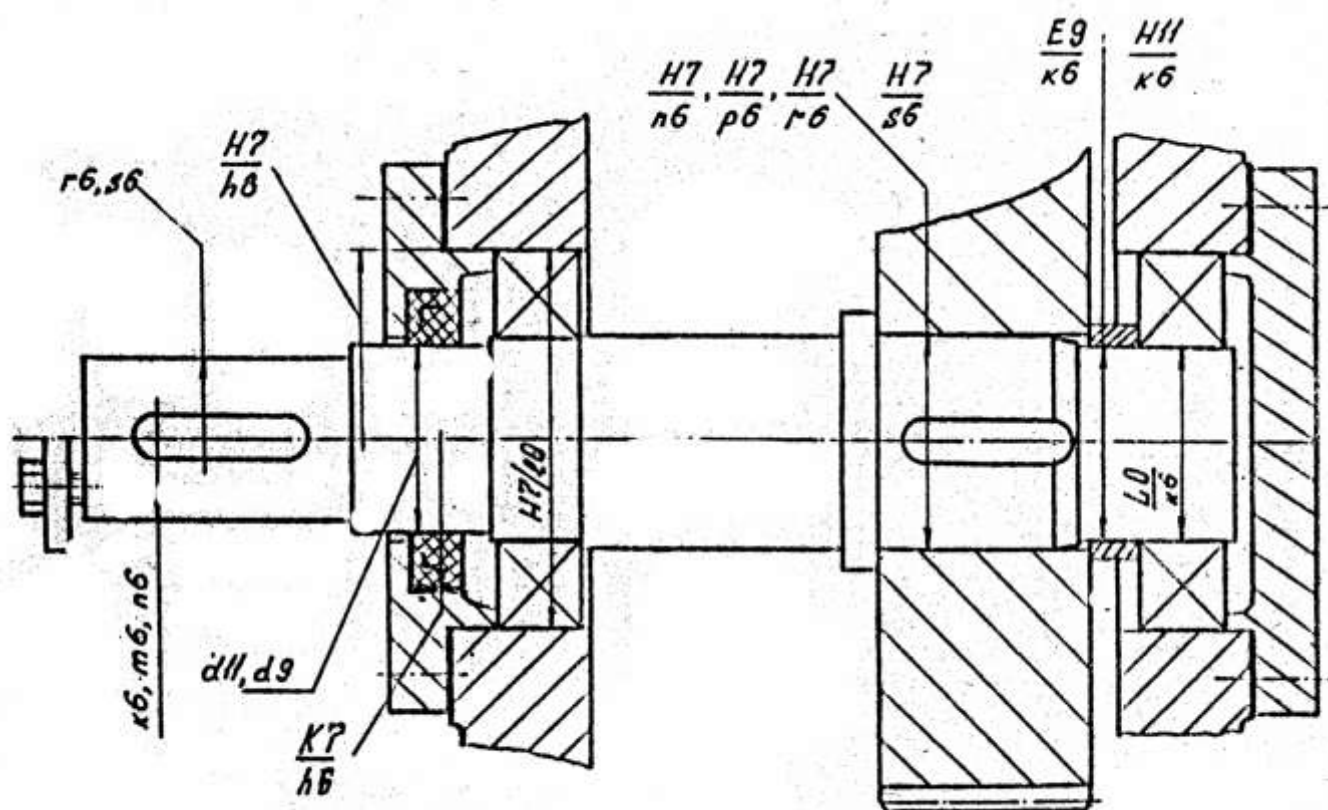
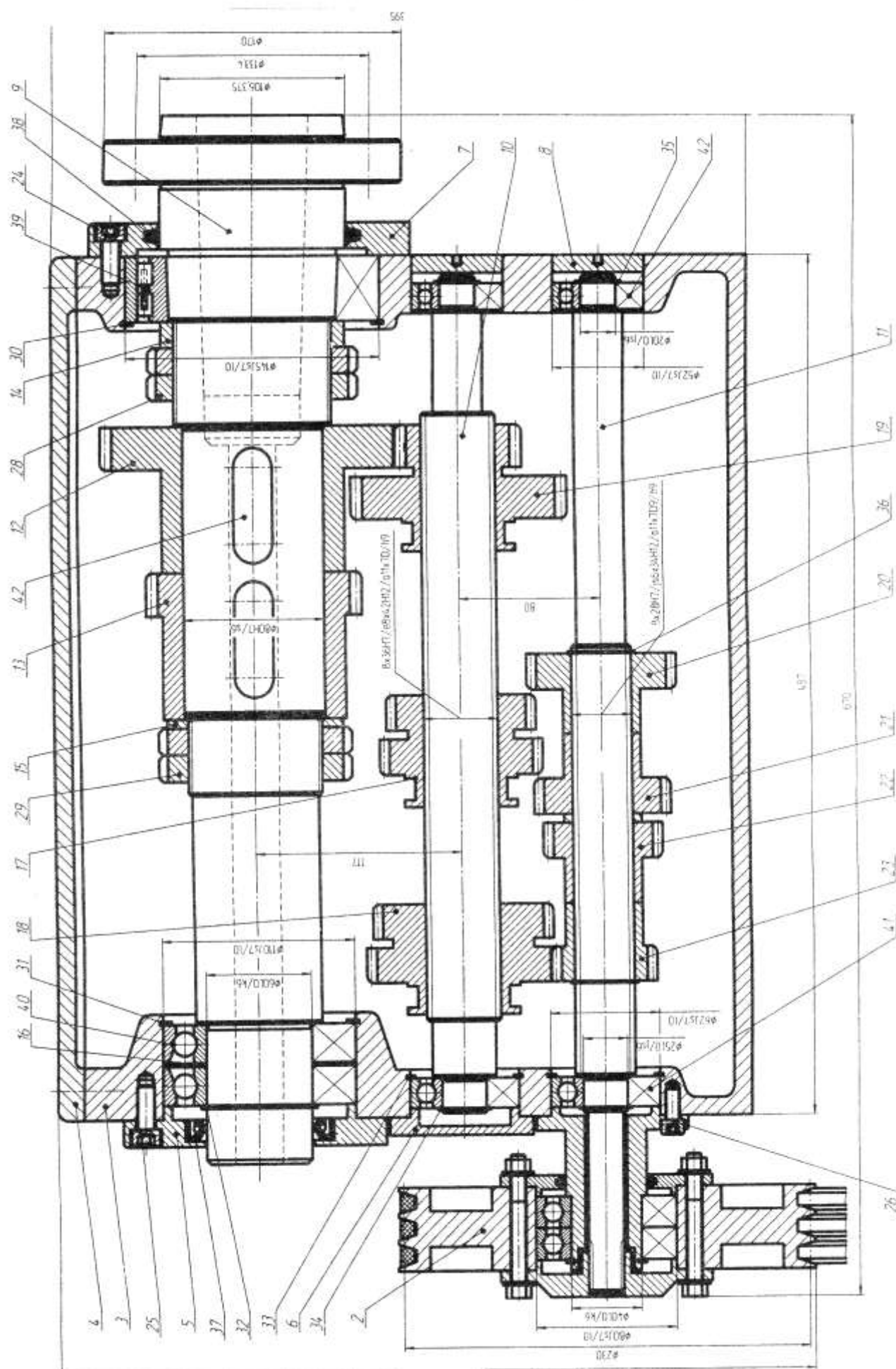
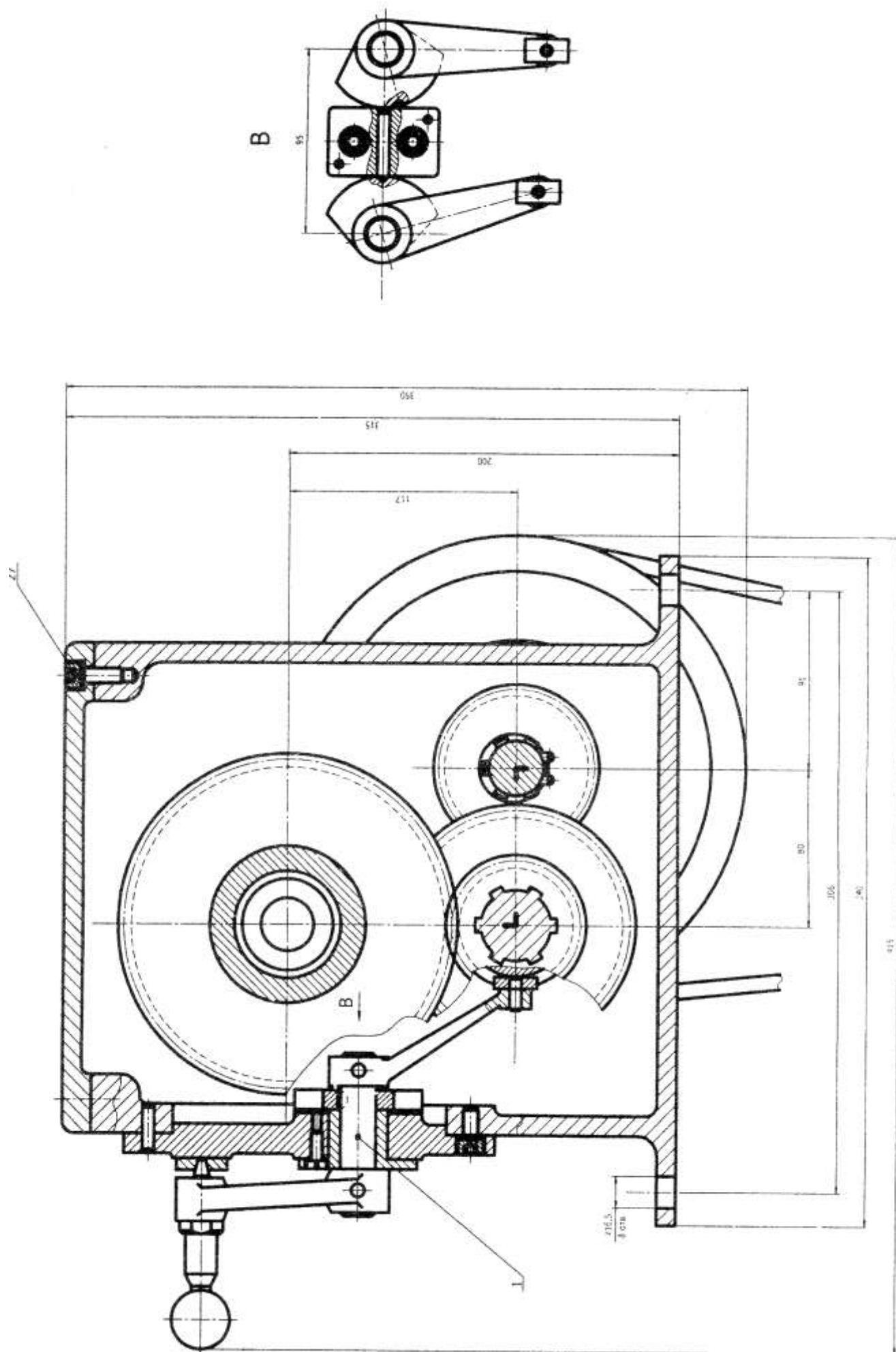


Рис. 3. Пример простановки посадок на чертежах





Пример спецификации.

Приложение 17

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
				Документация				
A1			030501.08.12.00.00.00.СБ	Развертка коробки скоростей				
A1			030501.08.12.00.00.00.СБ	Свертка коробки скоростей				
A4			030501.08.12.00.00.00.ПЗ	Пояснительная записка				
				Детали				
A4		1	030501.08.12.00.00.01	Блок колес двойной	1			
A4		2	030501.08.12.00.00.02	Блок колес тройной	1			
A3		3	030501.08.12.00.00.03	Вал первичный	1			
A3		4	030501.08.12.00.00.04	Вал промежуточный	1			
A3		5	030501.08.12.00.00.05	Вал промежуточный	1			
A4		6	030501.08.12.00.00.06	Втулка	2			
A4		7	030501.08.12.00.00.07	Втулка	2			
A4		8	030501.08.12.00.00.08	Втулка	1			
A4		9	030501.08.12.00.00.09	Колесо зубчатое	1			
A4		10	030501.08.12.00.00.10	Колесо зубчатое	2			
A4		11	030501.08.12.00.00.11	Колесо зубчатое	1			
					1			
				Стандартные изделия	1			
					1			
		12		Подшипник 205	2			
				ГОСТ 8338 – 75				
				030501.08.12.00.00.00				
Изм	Лист	№ Докум	Подп				Дата	
Разраб		Кузнецова						
Пров.		Иванова						
Т. конт.								
Н. конт.		Пушкин			Коробка скоростей токарно-винторезного станка	Литер	Лист	Листов
Утв		Винников						
					РГПТУ каф. ТО гр. ТО – 404			

Вешкурцев Владимир Иванович
Мирошин Дмитрий Григорьевич

Курсовое проектирование по дисциплине
«Оборудование отрасли»
Учебное пособие

Редактор Т.А. Кузьминых

Печатается по постановлению
редакционно-издательского совета университета

Подписано в печать Формат 60×84/ 16. Бумага для множ. аппара-
ратов. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. 6,0. Тираж 200 экз. Заказ №
Издательство Российского государственного профессионально-
педагогического университета. Екатеринбург, ул. Машиностроителей, 11.

Ризограф РГППУ. Екатеринбург, ул. Машиностроителей, 11.